

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

А.В. Щегляев

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Библия
турбинистов Книга 1

Для студентов вузов



А.В. Щегляев

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Библия
турбинистов Книга 2

Для студентов вузов



исключен ряд второстепенных вопросов, достаточно полно разобранных в других книгах, в частности в [30, 33, 35, 48 и 49].

В приложении имеются более расширенные данные по характеристикам решеток, простые формулы и программы для термодинамических свойств водяного пара, справочные сведения.

Список литературы включает только те источники, которые необходимы читателю для получения более глубокой и обширной информации по отдельным вопросам. Как правило, отсутствуют ссылки приоритетного характера, которые можно найти в книгах, упомянутых в списке литературы. Это сделано, чтобы не затруднять изучение книги студентами.

Книга предназначена для студентов энергомашиностроительных и энергетических факультетов при изучении курсов «Паровые турбины», «Паровые и газовые турбины», «Турбины для атомных электростанций», «Турбинные установки», «Тепловые и атомные электростанции» и др. при выполнении курсовых и дипломных проектов и может использоваться широким кругом инженеров, занимающихся проектированием, изготовлением, монтажом, эксплуатацией, ремонтом и наладкой паровых турбин тепловых и атомных электростанций, а также научными работниками и аспирантами.

Редактор выражает благодарность коллективу кафедры паровых и газовых турбин МЭИ за помощь при подготовке рукописи в первую очередь профессору А. Г. Булкину и доценту В. В. Фролову. Редактор признателен доктору техн. наук, проф. О. Т. Ильченко, зав. кафедрой «Теплоэнергетические установки тепловых и атомных электростанций» Киевского политехнического института, сделавшему ценные замечания при рецензировании книги. Также следует отметить большой вклад сотрудников турбинных заводов, которые представили чертежи и материалы, относящиеся к новым и модернизированным конструкциям турбин.

*Профессор
Б. М. Трояновский*

Глава шестая

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТУРБИН

6.1. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ И ХАРАКТЕРИСТИКИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТУРБИН

Показатели качества турбин

В тех случаях, когда ведется расчет и проектирование нового турбоагрегата, ряд исходных величин должен быть задан, некоторые же величины приходится принимать по оценке, используя опыт ранее построенных турбин, которые хорошо зарекомендовали себя в эксплуатации, достаточно технологичны и удовлетворяют технико-экономическим требованиям. В ответственных случаях разрабатываются параллельные варианты изготовления турбин и выбирается наиболее удачный.

Проектируемая турбина должна по основным показателям, характеризующим технический уровень, как минимум отвечать тому, что создано или создается в отечественном и зарубежном турбостроении, желательно превосходить его.

Проектируемая турбина и вся турбоустановка должны отвечать регламентируемой ГОСТ 4.424-86 системе показателей качества, некоторые из которых стандартизированы [11], а другие устанавливаются решениями министерств и ведомств, техническими заданиями на опытно-конструкторские работы, включаются в технические условия и карты технического уровня и качества продукции.

Система показателей качества¹ делится на семь групп

1 Показатели назначения:

номинальная мощность $N_{\text{ном}}$, кВт (по ГОСТ 3618-82),

максимальная мощность $N_{\text{макс}}$, кВт (по ГОСТ 3618-82),

тепловая нагрузка отопительных отборов $Q_{\text{отб}}$, ГДж/ч

частота вращения n , 1/с;

давление свежего пара P_0 , МПа;

температура свежего пара t_0 , °C (согласно ГОСТ 3618-82)

или для турбин насыщенного пара степень сухости свежего пара x_0 ;

температура промежуточного перегрева $t_{\text{пр}}$, °C (по ГОСТ 3618-82), для турбин АЭС она рассматривается как оптимизируемый параметр или устанавливается техническими условиями,

температура охлаждающей воды $t_{\text{ох.в}}$, °C (определяется условиями водоснабжения и климатическими условиями расположения ТЭС и АЭС);

давление пара у турбины $P_{\text{т}}$, МПа (является производной от $t_{\text{ох.в}}$;

расхода охлаждающей воды, ряда конструктивных факторов, включая материалы элементов турбины и всей турбоустановки); при сжижении паров конденсаторов, т.е. при последовательном прохождении охлаждающей воды через два или более конденсатора (секции), под $P_{\text{т}}$ понимается среднее для всей турбины значение конечного давления,

температура питательной воды $t_{\text{п.в}}$, °C (по ГОСТ 3618-82), для АЭС зависит от типа реактора, иногда рассматривается как оптимизируемый параметр.

Характеристики «маневренности»:

регулируемый диапазон автоматического изменения мощности, %;

минимальное время пуска, ч (после простоя в 8 и 48 ч);

допустимое число пусков в год.

Конструктивные показатели:

масса турбины, кг;

масса турбины с конденсаторами, кг;

габаритные размеры: м (длина L , ширина B , высота H).

2 Показатели надежности:

характеристики надежности в целом:

коэффициент готовности K , % (по ГОСТ 24277-85 и ГОСТ 24278-85);

условная суммарная трудоемкость ремонтов за один год ремонтного

цикла $S_{\text{р}}$, нормо-ч/год;

характеристики безотказности:

средняя наработка на отказ T_0 , ч (по ГОСТ 24277-85 и ГОСТ 24278-85);

установленная безотказная наработка T_1 , ч (по ГОСТ 27003-84);

характеристики долговечности:

установленный ресурс до списания $T_{\text{р.л}}$, ч;

средний ресурс между капитальными ремонтами $T_{\text{ср.ч}}$, ч;

полный назначенный срок службы $T_{\text{с.п.н}}$, лет;

срок службы между ремонтами со вскрытием цилиндров $T_{\text{с.л.к}}$, лет;

ресурс деталей и сборочных единиц из жаропрочных материалов $T_{\text{р.ч}}$, ч

3 Показатель экологичности:

удельный расход теплоты brutto, кДж/(кВт ч) (по ГОСТ 3618-82).

4 Эргономические показатели:

уровень звука эквивалентный уровень звука, дБа;

температура наружной поверхности изоляции и обшивки $t_{\text{н.к}}$, °C

5 Показатель стандартизации и унификации:

коэффициент применимости $K_{\text{пр}}$, %

6 Показатель применимости:

$K_{\text{пр}}$ —относительная доля унифицированных составных частей (по ГОСТ 4424-86).

7 Показатель патентно-правовой:

показатель патентной чистоты $П_{\text{т.ч}}$ устанавливает возможность беспретензионной реализации изобретения.

По некоторым показателям, например по параметрам пара, эксплуатационной частоте вращения, стандартизованы или указываются допустимые (иногда при дополнительных условиях) пределы изменения.

Многие из перечисленных показателей отсчитаны из названия, понятия номинальной и максимальной мощности, параметров, удельного расхода теплоты brutto рассмотрены в гл. 1. Проанализируем некоторые основные показатели надежности. Предварительно определим два важнейших эксплуатационных показателя

коэффициент рабочего времени

$$K_{\text{р.в}} = \tau_{\text{р}} / \tau_{\text{с.л.}} \quad (6.1)$$

где $\tau_{\text{р}}$ —время работы турбины, ч; $\tau_{\text{с.л.}}$ —календарное время, равное для года 8760 ч. Если, скажем, $K_{\text{р.в}} = 0,8$, то $\tau_{\text{р}} \approx 7000$ ч;

коэффициент использования мощности—отношение выработанной энергии W , за рассматриваемый период, например за год, к теоретически возможной за этот же период при постоянной работе с полной (номинальной) нагрузкой $W_{\text{н}} = \tau_{\text{с.л.}} N_{\text{ном}}$, где для года $\tau_{\text{с.л.}} = 8760$ ч, т.е.

$$K_{\text{и.м}} = W / W_{\text{н}} \quad (6.2)$$

Для ТЭС принят коэффициент использования установленной мощности, который определяется как отношение среднегодовой рабочей мощности в период прохождения максимальных нагрузок рабочим дням года, т.е. вне субботных и праздничных дней, к среднегодовой установленной мощности.

Согласно ГОСТ 24277-85 и ГОСТ 24278-85 указываются четыре показателя надежности турбин:

межремонтный (между капитальными ремонтами) срок службы—не менее 4 лет, для новых проектируемых турбин ТЭС и ТЭЦ—не менее 5 лет, сейчас—до 6 лет;

¹ Для стационарных конденсационных турбин особые условия для классификационных и привальных турбин см. в § 10.4 и 10.5. Подчеркнем шрифтом выделены согласно ГОСТ 4424-86 основные показатели качества характеризующие технический уровень турбины (турбоустановки).

$$K_g = \frac{\tau_r}{\tau_r + \tau_{в.в.}} \quad (6.3)$$

где $\tau_{в.в.}$ — время вынужденных (внеплановых) простоев. Обычно под K_g подразумевается коэффициент готовности за год работы. Если, например, $K_{г.г.} = 0,8$, то при $K_g = 0,97$ время вынужденных простоев должно быть не более 216 ч в год. Коэффициент готовности должен быть не менее 0,97 (после периода освоения), для турбин ТЭС и ТЭЦ — не менее 0,98.

параллельно на отказ не менее 5500 ч (после периода освоения), для турбин ТЭС и ТЭЦ — не менее 6000 ч и подсчитывается по формуле

$$T_0 = \tau_r \frac{z}{z_0} \quad (6.4)$$

здесь (если подсчитывается T_0 для нескольких турбин) z — число турбин; z_0 — число отказов, т. е. число вынужденных остановов по всем рассматриваемым турбинам за время τ_r . Прямительно к одной турбине за год при $\tau_r = 7000$ ч время паработки на отказ требуется ГОСТ (5500 ч), означает работу с не более чем 1,27 отказа в год, соответственно срыв из 41 турбины должна иметь не более 52 отказов за год.

срок службы до списания — не менее 30 лет (для вновь проектируемых турбин ТЭС и ТЭЦ — не менее 40 лет); за исключением некоторых быстрознашиваемых деталей и узлов, например последних лопаток подсервисных эрозии.

Если разрабатываемые варианты отличаются по стоимости и экономичности, то предпочтение отдается тому, который обеспечивает минимум затрат на паработку электроэнергии, т. е. минимальную стоимость одного киловатт-часа.

Выбор тепловой схемы и конструктивных особенностей турбин

Тепловая схема турбоустановки выбирается на основании имеющегося опыта и оценки экономического эффекта применяемых решений. В частности, выбираются давление в системе промежуточного перегрева, способ деаэрации питательной воды и давление в деаэраторе, число ступеней регенеративного подогрева питательной воды и т. п. В установках большой мощности питательные насосы часто выполняются с турбинным приводом, причем поток пара приводящей турбины включается в основную тепловую схему (см., например, рис. 1.26).

В турбинах насыщенного и слабоперегретого пара, применяемых на АЭС, выбирается схема сепарации и промежуточного перегрева, в том числе число ступеней сепарации, наличие промежуточного перегрева, одно- или двухступенчатая система

этого перегрева и температура пара после него. Важным является выбор разделительного давления, при котором осуществляются сепарация и перегрев. Все эти вопросы решаются на основе технико-экономических расчетов.

В качестве номинальной мощности принимается та наибольшая мощность $N_{ном.}$, которую турбина должна длительно развивать при всех номинальных параметрах (см. § 1.8). Поскольку во время эксплуатации турбина работает с переменной нагрузкой, оказывается целесообразным так проектировать ее, чтобы наибольшая экономичность достигалась при нагрузке, наиболее характерной для условий эксплуатации (в течение года).

Турбина с вращающийся с ней электрический генератор должна допускать повышение мощности сверх номинальной, которое, например, возникает в результате естественного углубления вакуума в зимнее время. Конденсационные турбины (без регулируемых отборов пара) обеспечивают максимальную мощность при отсутствии отбора для внешнего теплового потребления (см. § 1.8). Повышение мощности сверх номинальной может быть предусмотрено при отключении части отборов пара, используемых для регенеративного подогрева питательной воды. Следует учитывать, что при этом снижается экономичность турбоустановки.

Частоту вращения турбины в большинстве случаев следует рассматривать как заданную величину. Для получения переменного тока частотой 50 Гц ротор двухполюсного генератора должен вращаться с частотой $n = 3000$ 1/с.

В США, большинстве стран Латинской Америки и в некоторых странах Восточной Азии используется электрический ток с частотой 60 Гц, что приводит к необходимой частоте вращения ротора двухполюсного генератора $n = 3600$ 1/с.

Наиболее удобно выбирать для ротора турбины такую же частоту вращения, что позволяет соединить непосредственно роторы турбины и генератора. Только иногда для турбин малой мощности (2—4 МВт и ниже) оказывается более экономичным создавать турбину на повышенную частоту вращения и соединять ее с генератором при помощи редукторного привода. В этом случае возможен разнообразный выбор частоты вращения турбины.

Для приводных и транспортных турбин частота вращения определяется условиями работы приводимой машины или двигателя. Для приводных агрегатов, например для турбо-насосных агрегатов мощных энергоблоков, номинальная частота вращения выбирается из условий обеспечения надежной и наиболее экономичной работы всего агрегата, т. е. и турбины, и насоса.

Турбины очень большой мощности для ТЭС могут выполняться в виде двухвалных агрегатов, соединенных с самостоятельными генераторами электрического тока. При этом иногда оказывается целесообразным турбину низкого давления соединять с четырехполосным генератором на $n=25$ 1/с (при частоте сети 50 Гц). Однако в подавляющем большинстве случаев мощные турбины, связанные с генераторами, строятся на $n=50$ 1/с.

В то же время мощные (более 500 – 1000 МВт) турбины насыщенного пара для АЭС часто выполняются тихоходными для непосредственного привода четырехполосного генератора, что объясняется некоторыми особенностями таких турбин, рассмотренными ниже, в § 10.3. Следует учесть, что для этих турбин, начиная с первых ступеней, характерны большие объемные пропуски пара, при которых высоты лопаток достаточно велики, а расходы пара через последние ступени существенно больше, чем в турбинах высоких начальных параметров. Переход к $n=25$ 1/с (при частоте сети 50 Гц) сокращает число цилиндров, хотя размеры и масса каждого цилиндра возрастают.

Для того чтобы достигнуть высокой экономичности, ступени турбины должны быть рассчитаны на оптимальное отношение скоростей u/c_d . Кроме того, следует избегать парциального подвода пара в регулируемых ступенях турбины и стремиться к достижению достаточной высоты сопловых и рабочих лопаток.

Соблюдение этих требований приводит к большому числу ступеней паровой турбины. В одном цилиндре высокого давления уместно, как правило, разместить не более 15–20 ступеней одного типа и не более 30–40 реактивных ступеней при барабанной конструкции ротора. При большем числе ступеней расстояние между опорами возрастает настолько, что роторы получаются чрезмерно гибкими и имеют слишком низкую критическую частоту; возможно коробление корпуса. Поэтому конденсационные турбины часто выполняются в нескольких цилиндрах. Это становится необходимым, когда в конденсационной турбине большой мощности приходится дублировать потоки пара в ступенях низкого давления, а также в турбинах ТЭС с промежуточным перегревом пара, в которых особенно велики располагаемые теплопередачи и соответственно велико число ступеней.

При выборе конструктивного типа турбины не следует упускать из вида, что многочилиндровая турбина всегда получается более дорогой. Поэтому для турбин относительно небольшой мощности (до 100 МВт) переход к двух- и многочилиндровой конструкции следует допускать лишь в случаях, когда такое решение приводит к заметному повышению КПД и оправдано с экономической точки зрения.

В современном паротурбостроении активные и реактивные турбины средних и больших мощностей получили примерно равное распространение. Только при малых мощностях, когда приходится выполнять турбины с парциальным подводом пара в ступенях высокого давления, реактивная конструкция оказывается непригодной. Для больших мощностей как с точки зрения экономичности, так и в отношении эксплуатационной надежности оба типа турбин практически равноценны. Если, с одной стороны, в реактивных ступенях условия обтекания рабочих лопаток несколько лучше, чем в активных, то, с другой стороны, КПД реактивной ступени сильно зависит от утечек в самой ступени. Кроме того, в реактивной турбине обычно имеется разрывочный диск большого диаметра и КПД турбины снижается из-за потерь на перетекание в его уширении. Все это в конечном итоге приводит к примерно равной экономичности обоих типов турбин.

Поэтому несмотря на длительность конкуренции активных и реактивных турбин оба типа имеют равное распространение. Технология изготовления каждого из этих типов турбин имеет свои особенности.

В реактивной турбине число ступеней намного больше, чем в активной. Барабанная конструкция ротора реактивной турбины значительно отличается от дисковой конструкции ротора активной турбины, где диски многих ступеней выполняются насадными или откованными заодно с валом.

В соответствии с типом турбины, который получил распространение на том или ином заводе, применяются специализированные оборудование, оснастка и приспособления. Поэтому каждый завод, как правило, придерживается той или другой конструкции.

Если отвлечься от этих практических соображений, то следует иметь в виду, что выполнение активного типа ступеней целесообразно в области малых объемных расходов, где существенно сказываются потери от перетекания. Наоборот, в области низких давлений, где удельные объемы пара велики и соответственно высота лопаток и веерность ступени значительны и, следовательно, степень реактивности существенно меняется по высоте, применяются реактивные ступени. Ступени низкого давления современных активных турбин выполняются со значительной реактивностью, которая для последней ступени достигает на среднем диаметре 50% и более.

Определяющей величиной, от которой в основном зависят конструктивные формы турбины, является объемный пропуск пара G . В конденсационных турбинах по потоку пара он изменяется в широких пределах из-за интенсивного роста удельного объема пара при его расширении. Достаточно сказать, что при расширении пара от начального состояния $p_0=8,8$ МПа, $t_0=500$ °С до давления в конденсаторе $p_k=3,4$ кПа

при сухости $x_0 = 0,90$ удельный объем изменяется от $v_0 = 0,0376 \text{ м}^3/\text{кг}$ до $v_0 = 36,2 \text{ м}^3/\text{кг}$, т.е. почти в 1000 раз. Если взять начальные параметры $p_0 = 23,5 \text{ МПа}$, $t_0 = 560 \text{ }^\circ\text{C}$, $v_0 = 0,0137 \text{ м}^3/\text{кг}$, то при том же состоянии на выходе из турбины увеличение удельного объема пара составляет примерно 2500.

Регенеративный подогрев питательной воды с его последовательными отборами пара приводит к дискретному сокращению массового расхода пара G по мере его расширения, так что в конденсационных турбинах, работающих по регенеративному циклу, полный объем протекающего пара растет несколько меньше, чем в приведенных примерах. Однако суммарный отбор пара на регенерацию обычно составляет не более 25—50%. Эта величина зависит от располагаемого теплоперепада турбины, температуры $t_{\text{н.в.}}$ и числа регенеративных отборов.

Абсолютное значение объемного пропуска пара зависит от его массового расхода, поэтому для предварительной оценки конструктивного типа турбины необходимо приблизительно найти массовый расход пара.

Задаввшись КПД отдельных отсеков турбины, наносят процесс в h_s -диаграмме и производят расчет тепловой схемы, определяя относительные количества отбираемого пара на регенерацию. Далее подсчитывают приведенный использованный теплоперепад H_p по формуле (139) и находят полный расход пара $G = N_p / H_p$.

Чтобы достичь высокого КПД, необходимо стремиться к минимальным потерям энергии в проточной части турбины. В первую очередь это относится к сопловым и рабочим решеткам, которые должны быть тщательно спроектированы с газодинамической точки зрения. В случае применения новых решеток, которые еще не подвергались проверке на натурных турбинах, профили должны быть исследованы на экспериментальных турбинах. Рекомендуется выполнять плавное меридиональное очертание проточной части, избегая скачкообразного изменения диаметров ступеней турбины. Паровые коммуникации (подводящие паропроводы, клапаны, ресиверы, выходные и подводящие нагнетки) должны быть оформлены таким образом, чтобы потери давления в них были минимальными. В некоторых случаях удается так их спроектировать, что давление за ними оказывается выше, чем на входе (см., например, рис. 5.26, б). Кроме того, большое внимание следует уделять уменьшению потерь от протекания пара.

Группы ступеней в многоступенчатой турбине

Ступени современных конденсационных турбин можно разделить на следующие четыре группы.

а) регулирующие ступени, применяемые в турбинах с сопловым парораспределением;

б) ступени, работающие в области малых объемных расходов пара (в области пониженных давлений);

в) промежуточные ступени, в которых объемы пара достаточно велики;

г) ступени низкого давления, работающие под вакуумом, где объемы пара достигают очень большой величины.

В случае дроссельного парораспределения регулирующие ступени отсутствуют. Что касается остальных групп, то приведенная разбивка является довольно условной. Тем не менее при расчетах и конструировании этих ступеней имеется ряд особенностей, которые оправдывают такую их классификацию.

Выбор типа регулирующей ступени (одноенечная ступень или двухенечная ступень скорости) определяется величиной расчетного теплоперепада при экономичной мощности турбины. Теплоперепады до 80—120 кДж/кг обычно перерабатываются одноенечной регулирующей ступенью. При больших теплоперепадах ставится двухенечная ступень скорости. В свою очередь следует выбрать теплоперепад регулирующей ступени с учетом особенностей работы этой ступени при переменной нагрузке турбины (см. § 7.2 и 7.5). Однако основные соображения, которые следует иметь в виду при назначении расчетного теплоперепада, должны быть отмечены сейчас, поскольку от этого в большой степени зависит вся конструкция турбины.

Коэффициент полезного действия регулирующей ступени ниже КПД последующих ступеней, поэтому увеличение теплоперепада регулирующей ступени приводит к понижению КПД турбины при ее номинальной нагрузке. Правда, потери в регулирующей ступени частично возвращаются при последующем расширении пара, особенно в установках с промежуточным перегревом.

Если, например, допустить, что мощность регулирующей ступени составляет 0,1 мощности турбины, то при понижении КПД регулирующей ступени на 1% снижение КПД турбоустановки с промежуточным перегревом составит всего лишь около 0,06%.

Если допустить, что двухенечная ступень скорости имеет КПД на 6% ниже, чем рассчитанные на тот же теплоперепад одноенечная регулирующая и две последующие нерегулируемые ступени, то общий КПД окажется ниже на 0,3—0,4%. В то же время ЧВД турбины при двухенечной ступени, рассчитанной на большой теплоперепад, окажется проще и дешевле, главным образом, из-за снижения температуры и давления пара внутри турбины.

Кроме того, у турбин с малым объемным расходом пара заметное влияние на экономичность имеют утечки пара через переднее концевое уплотнение. Чем ниже давление в камере

регулирующей ступени, тем меньше эти утечки. Поэтому для таких турбин увеличение теплоперепада регулирующей ступени может оказаться оправданным сокращением потерь от утечек через переднее концевое уплотнение. Наконец, в турбинах с малым объемным пропуском пара при понижении давления в камере регулирующей ступени легче обеспечить полный подвод пара в последующих ступенях при достаточной высоте сопловых и рабочих решеток.

Диски ступеней высокого давления (при $p_0 \geq 12,8$ МПа) современных турбин почти всегда выходят за одно целое с валом. Максимальный диаметр регулирующей ступени, а следовательно, и располагаемый теплоперепад, который целесообразно выбрать для этой ступени, зависит от максимального диаметра шпонок ротора. При значительных объемных пропусках пара, т. е. для турбин большой мощности, упрощение конструкции, достигаемое за счет увеличения теплоперепада на регулирующую ступень, не может быть оправдано, так как потери через переднее концевое уплотнение перестают играть существенную роль, а в последующих ступенях нетрудно обеспечить полный подвод пара при достаточных высотах сопловых и рабочих решеток. Поэтому в турбинах большой мощности применяется одновентная регулирующая ступень.

При дроссельном парораспределении регулирующая ступень отсутствует. Турбина большой мощности с большим пропуском пара при дроссельном парораспределении может иметь более высокий КПД при номинальной нагрузке, чем турбина с сопловым парораспределением. Однако это преимущество дроссельного парораспределения, которое имеет место только при полном открытии дроссельного клапана, для турбин ТЭС, работающих с переменной нагрузкой, обычно не оправдывается, так как при изменении мощности экономичность турбины с дроссельным парораспределением падает быстрее, чем экономичность турбины с сопловым парораспределением.

В последнее время выявилась тенденция к проектированию ряда мощных турбин с дроссельным парораспределением и регулированием мощности котлом, когда давление на входе в турбину меняется при неизменном положении открытых регулирующих клапанов турбины — так называемое регулирование скользящим давлением (см. § 8.7). Для турбин очень большой мощности, кроме того, возникают трудности с обеспечением надежности лопаток регулирующей ступени, присущей сопловому парораспределению. Эти трудности характерны и для турбин насыщенного пара АЭС. Последние, как правило (кроме энергосистем с преобладающей долей ядерной энергетики), будут работать в базовом режиме, т. е. при нагрузке, близкой к номинальной. Поэтому турбины атомных

электростанций проектируются с дроссельным парораспределением.

В первых нерегулируемых ступенях основной задачей является обеспечение достаточной высоты сопловых и рабочих решеток. Если воспользоваться формулами (3.35) и (3.37) и заменить в них абсолютную скорость пара

$$c_{11} = \sqrt{1 - p} \frac{u}{u_1 \cos \alpha_1},$$

то произведение степени парциальности на высоту сопловой решетки запишется так:

$$el_1 = \frac{Gv_{11} u_1 c_{\phi}}{\mu_1 \pi d \sin \alpha_1 \sqrt{1 - p}} \quad (6.5)$$

Если принять согласно (3.33), что $\frac{u}{u_1} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1 - p}}$, и приближенно допустить, что $\alpha_1 = \alpha_{11}$, $\varphi/\mu_1 \approx 1$, а $v_{21}/v_{11} \approx 1$, то, выразив окружную скорость u через диаметр и частоту вращения, получим формулу

$$el_1 = \frac{Gv_{21}}{20nd^2 \lg \alpha_{11}(1 - p)} \quad (6.6)$$

Таким образом, для увеличения el_1 следует выбирать малые углы α_{11} , которые обычно принимаются равными от 10 до 14 для активных и от 14 до 25° для реактивных ступеней. Кроме того, следует ограничивать диаметр ступени d . Последнее, однако, связано с уменьшением перерабатываемого ступенью теплоперепада, что приводит к увеличению числа ступеней и к усложнению конструкции турбины. Поэтому в турбинах малой мощности иногда оказывается необходимым все же выполнять парциальный подвод пара и в первых нерегулируемых ступенях. Очевидно, что такое решение возможно лишь в турбинах активной конструкции.

Как было отмечено выше, значительное число ступеней приводит к необходимости выполнять турбину двух- или многоцилиндровой, что вызывает ее усложнение, удорожание и для турбин средней и малой мощности не может быть признано целесообразным; кроме того, при увеличении числа цилиндров возрастают механические потери в подшипниках, а также возникает дополнительная потеря давления в лабиринтных грубах.

В турбинах с дисковой конструкцией ротора, как правило, вал получается гибким, причем допустимая критическая частота ротора не должна быть ниже 0,55–0,6 рабочей. При соблюдении этого условия в одноцилиндровой турбине с дисковой конструкцией ротора удается расположить до 15–20 ступеней.

Обеспечение высокого КПД промежуточных ступеней турбины принципиально представляет наименьшую трудность. В самом деле, в этих ступенях из-за расширения пара объемные расходы достаточно велики, так что высоты сопловых и рабочих лопаток достигают таких значений, когда коэффициенты потерь ζ_c и ζ_p перестают зависеть от высоты решеток.

С другой стороны, диаметры ступеней и размеры лопаток не настолько велики, чтобы при их выполнении сказались трудности обеспечения механической прочности и достаточной жесткости лопаток и дисков этих ступеней. Верность этих ступеней l/d также еще незначительна, что упрощает их проектирование.

Для влажнопаровых турбин АЭС проектирование первых и промежуточных ступеней должно проводиться с учетом работы большинства этих ступеней влажным паром (см. § 4.4.5.2, 10.3).

Если при выполнении первых ступеней возникают трудности, связанные с малыми объемами протекающего пара, причем эти трудности тем больше, чем меньше мощность а следовательно, и расход пара, то проектирование и изготовление последних ступеней конденсационных турбин встречает затруднения, связанные с большими объемными пропусками пара, которые требуют выполнения больших проходных сечений последних ступеней. Следует иметь в виду, что начиная с отношений $d/t < 10-15$ рабочие лопатки часто выполняют переменного профиля по высоте.

6.2 ПРЕДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ОДНОПОТОЧНОЙ ТУРБИНЫ И ВЫБОР РАЗМЕРОВ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ

Предельная мощность турбины

Принимая во внимание большое значение последней ступени в проектировании конденсационных турбин, особенно крупных турбин и турбин насыщенного пара, специально рассмотрим влияние этой ступени на характеристики и мощность турбины.

Для предварительных оценок размеров последней ступени конденсационной турбины пользуются обычно приближенными (по усредненным параметрам) зависимостями для всего выходного сечения последней ступени.

Практическая возможность выполнения последней ступени наибольших размеров определяет объемный расход пара, который можно пропустить через один поток ступеней низкого давления турбины. При заданных параметрах пара от этого потока зависит мощность турбины. Таким образом подсчитыва-

ется наибольшая предельная мощность на которую может быть построена однопоточная турбина.

В самом деле, представим мощность турбины в виде

$$N_t^1 = G H \eta_{\text{от}}^1. \quad (6.7)$$

Эта формула справедлива для турбины, в которой тот же расход пара G протекает через все ступени. Когда турбина выполнена с системой регенерации, количество протекающего через последнюю ступень пара меньше расхода свежего пара, так как часть пара отбирается для подогрева питательной воды. Если под величиной G_k подразумевать количество пара, протекающего через последнюю ступень, то мощность турбины, работающей с регенерацией, может быть представлена так:

$$N_t^1 = m G_k H \eta_{\text{от}}^1, \quad (6.8)$$

где коэффициент $m > 1$ учитывает выработку энергии потоками пара, отбираемого для регенеративного подогрева питательной воды. Коэффициент m зависит от параметров свежего пара, от уровня подогрева питательной воды, от числа точек отбора и их расположения, в большинстве случаев находится в пределах от 1,1 до 1,3.

Иногда удобнее оценить мощность однопоточной турбины, пользуясь другими соображениями. Допустим, что на основании расчетов турбинной установки при заданных параметрах пара и питательной воды определен абсолютный электрический $\eta_e = \eta_c \eta_m \eta_g$. Расход теплоты, выраженный в кДж/кг на 1 кВт, определяется безразмерной величиной $q = 1/\eta_e$, а количество теплоты, отданной в конденсаторе охлаждающей воде на 1 кВт, составит

$$q_k = \frac{1}{\eta_m \eta_{\text{от}}^1} \left(\frac{1}{\eta_c} - 1 \right). \quad (6.9)$$

С другой стороны, эту величину можно определить как произведение удельного расхода пара G_k/N_k на разность энтальпий пара, поступающего в конденсатор h_k , и воды (при температуре насыщения) h'_k , откачиваемой конденсатным насосом. Таким образом,

$$q_k = \frac{G_k}{N_k} (h_k - h'_k)$$

Разность энтальпий в этой формуле — величина, мало меняющаяся при различных параметрах рабочего цикла, она обычно составляет

$$h_k - h'_k = 2200 - 2300 \text{ кДж/кг}$$

Отсюда легко определяются удельный расход пара, поступающего в конденсатор, и мощность турбины:

$$\frac{G_k}{N_k} = \frac{q_k}{h_k - h'_k} = \frac{1}{(h_k - h'_k) \eta_{кр} \eta_{вт}} \left(\frac{1}{\eta_k} - 1 \right). \quad (6.10)$$

С другой стороны, найдем расход пара через последнюю ступень, пользуясь уравнением неразрывности

$$G_k = \frac{\pi d_2 l_2 c_2 \sin \alpha_2}{v_k}, \quad (6.11)$$

где c_2 , v_k — средние скорости и удельный объем при выходе из рабочей решетки последней ступени (на среднем диаметре). Учитывая, что направление абсолютной скорости c_2 обычно выбирают так, чтобы $\alpha_2 \approx 90^\circ$, перепишем уравнение расхода:

$$G_k = \frac{\pi d_2 l_2 c_2}{v_k} = \Omega \frac{c_2}{v_2}, \quad (6.12)$$

здесь $\Omega = \pi d_2 l_2$ — осевая (кольцевая) площадь выхода из ступени

Удельный объем пара $v_k \approx v'_k$ в основном определяется давлением в конденсаторе p_k , он зависит также от сухости пара x_k . Выбранная скорость c_2 определяет выходные потери $\Delta H_{вс}$, существенно влияющие на КПД турбины.

Выбор давления в конденсаторе и оценка выходных потерь должны основываться на технико-экономических расчетах учитывающих, с одной стороны, экономию топлива при углублении вакуума и уменьшении скорости c_2 , а с другой стороны, удорожание конденсационной установки, системы водоснабжения и самой турбины, которое при этом возникает.

Расчетное давление в конденсаторе в зависимости от температуры охлаждающей воды (см. табл. 1.3 и 1.4) выбирается обычно от 3 до 4 кПа при речном или прудовом водоснабжении и от 5 до 8 кПа при оборотном водоснабжении с градирнями или брызгальными бассейнами. Допустимые выходные потери в зависимости от стоимости топлива колеблются от 20 до 45 и даже до 54 кДж/кг, чему соответствует выходная скорость от 200 до 330 м/с. Когда эти величины выбраны, мощность N_k^1 определяется осевой площадью последней ступени Ω . Желая увеличить предельную мощность однопоточной турбины, конструкторы турбин стремятся максимально развить площадь Ω . При заданной частоте вращения рост Ω ограничивается в первую очередь прочностью рабочих лопаток. В самом деле, напряжение у корня лопатки постоянного по высоте профиля

$$\sigma_{раст} = 0,5 r_{лост} \omega^2 l_2 d_2,$$

где $\rho_{лост}$ — плотность материала лопатки.

Лопаткам последних ступеней придают форму, приближающуюся почти по всей длине к телу равного сопротивления (см. рис. 4.44), т. е. уменьшают поперечное сечение от корня к вершине, что приводит к снижению напряжения в корневом сечении. Учесть последнее можно, введя в предыдущую формулу коэффициент разгрузки $k_{разгр}$ [21, 26]. Этот коэффициент определяется главным образом отношением площадей сечений профилей у корня и у вершины f_n/f_k

$$k_{разгр} \approx 0,35 + 0,65 f_n/f_k$$

С учетом разгрузки напряжение равно

$$\sigma_{раст} = k_{разгр} 2\pi \Omega n_{вт}^2, \quad (6.13)$$

Наибольшие отношения f_n/f_k достигают 7–10, чему соответствует коэффициент разгрузки $k_{разгр}^{max} \approx 0,40$.

Для лопаток из переквадренной стали $\rho_{ст} \approx 8,0 \cdot 10^3$ кг/м³, подставляя эти величины в предыдущую формулу и решая ее относительно осевой площади рабочей лопатки последней ступени, получаем

$$\Omega = \frac{\sigma_{раст}}{2\pi k_{разгр} n^2 \rho_{ст}} = 0,48 \cdot 10^{-4} \frac{\sigma_{раст}}{n^2}, \quad (6.14)$$

где σ — в Па; n — в 1/с; Ω — в м².

Принимая для высоколегированной стали верхнюю границу допускаемого напряжения $\sigma_{раст}^{max} = 450$ МПа, получаем при $n = 50$ 1/с максимально возможную осевую площадь выхода последней ступени $\Omega = 8,6$ м².

Если выбрать отношение диаметра к длине лопатки $d_2/l_2 = 2,5$, то подсчитанная площадь может быть достигнута при диаметре $d_2 = 2,6$ м и длине лопатки $l_2 = 1,05$ м, т. е. при окружной скорости на концах лопатки 573 м/с.

Последняя ступень приблизительно таких размеров выполнена ХТЗ на турбинах К-300-23,5, К-750-6,4 и др.

Вернемся к формуле для мощности однопоточной турбины (6.8). Подставив в нее величину расхода пара G_k по (6.12), выраженную через напряжения $\sigma_{раст}$ по (6.13), получим

$$N_k^1 = 0,225 m H v_k^2 \eta_{вт}^2 \frac{\sigma_{раст}}{k_{разгр} \rho_{ст}} \frac{\sqrt{\Delta H_{вс}}}{v_k n^2}, \quad (6.15)$$

здесь H — в Дж/кг; $\Delta H_{вс}$ — в Дж/кг; $\sigma_{раст}$ — в Па; n — в 1/с; v_k — в м³/кг; $\rho_{ст}$ — в кг/м³; N_k^1 — в Вт.

В качестве примера определим предельную мощность одного потока для нескольких турбин. Для получения сравнимых результатов удельные расходы теплоты подсчитываются для одного и того же давления в конденсаторе p_k .

Таблица 6.1 Показатели турбин при $n=50$ 1/с

Наименование	Значения				
Начальное давление, МПа	8,5	12,8	23,5	29,4	5,9
Начальная температура, °С	535	540	540	650	Сухой на сыщенный пар 260
Температура прохода точного перетра, °С		540	560	565/565	
Удельный расход теплоты на 1 кВт внутренней мощности при $p_k=3,4$ кПа	2,46	2,24	2,12	1,95	2,86
Теплота, отдаваемая в конденсаторе охлаждающей воде, на 1 кВт внутренней мощности	1,46	1,26	1,14	0,96	2,16
Удельный расход пара в конденсатор, кг/(кВт·ч)	2,39	2,06	1,86	1,57	3,53
Мощность при $\Delta H_{в.с.}=30$ кДж/кг, МВт	85	104	122	135	60
Мощность при $\Delta H_{в.с.}=45$ кДж/кг, МВт	105	127	149	165	71

Предполагая, что на всех установках состояние отработавшего пара определяется давлением $p_k=3,4$ кПа и удельным объемом пара $v_k=37$ м³/кг, и задавая потерями с выходной скоростью $\Delta H_{в.с.}$, равными 30 и 45 кДж/кг, находим, что в первом случае через ступень с Ω 8,6 м² можно пропустить $G_k=56,9$ кг/с, а во втором $G_k=69,7$ кг/с.

В табл. 6.1 приведены мощности, которые при различной величине $\Delta H_{в.с.}$ и разных параметрах пара могут быть достигнуты в однопоточной турбине при $n=50$ 1/с. Как видно из этой таблицы, если допустить значительные потери с выходной скоростью, то предельная мощность однопоточной турбины при принятых параметрах пара ($p_0=23,5$ МПа, $t_0/t_{в.с.}=540^\circ$ С) достигнет 150 МВт. Правда, приведенные в табл. 6.1 данные относятся к турбинам с напрягаемыми стальными лопатками последней ступени.

Следует иметь в виду, что при опробовании предохранительных выключателей (автоматов безопасности) частота вращения увеличивается сверх номинальной на 10–12%. При этом напряжения растяжения вместо 450 МПа возрастают до 540–560 МПа. Если предел текучести для рассматриваемой стали составляет 890 МПа, то запас прочности по отношению к пределу текучести остается лишь 1,65–1,6 (без учета изгибющих напряжений), что является предельно низкой величиной.

Пути увеличения предельной мощности энергетической однопоточной турбины

1. Уменьшение частоты вращения n вдвое, т.е. переход к четырехполюсному генератору и при частоте сети 50 Гц к $n=25$ 1/с. При этом согласно (6.15) мощность N^1 возрастает в 4 раза. Целесообразность такого изменения частоты вращения рассматривается подробно в § 6.5. Кратко укажем, что в настоящее время турбины ТЭС высоких начальных параметров пара не выполняются тихоходными. Переход на понижающую частоту вращения для таких турбин рассматривается как один из вариантов для перспективных агрегатов мощностью 1600–2000 МВт и соответственно повышенных начальных параметров пара и температуры промпарека.

Турбины насыщенного и слабонагретого пара для АЭС в настоящее время часто выполняются тихоходными, начиная с мощности 500–1000 МВт.

2. Ухудшение экономичности собственно турбины за счет повышения потери с выходной скоростью последней ступени $\Delta H_{в.с.}$, причем увеличение $\Delta H_{в.с.}$ в 1,5 раза повышает мощность N^1 в 1,22 раза, снижая КПД турбины высокими параметрами на $\Delta\eta_{в.с.}/\eta_{в.с.}$ 0,7%, а турбин насыщенного пара на $\Delta\eta_{в.с.}/\eta_{в.с.}=1,3\%$. Отметим, что при $\Delta H_{в.с.}>70$ кДж/кг средняя скорость c_2 превышает скорость звука и расширение пара происходит частично за пределами рабочей решетки последней ступени, не создавая полезной мощности (см § 2.6 и 7.4).

3. Ухудшение экономичности всей установки за счет выпадения конечного давления p_k и, следовательно, уменьшения G_k . Переход, например, от $p_k=3,5$ кПа к $p_k=4$ кПа при тех же размерах последней ступени повышает расчетную мощность турбины N^1 примерно на 13%, в то же время КПД установки падает для турбин высоких параметров на $\Delta\eta_{в.с.}/\eta_{в.с.}=0,5\%$, а для турбин насыщенного пара на $\Delta\eta_{в.с.}/\eta_{в.с.}=0,9\%$.

Как указывалось, выбор p_k определяется для данной электростанции возможностями водоснабжения, климатическими условиями и в конечном счете технико-экономическими показателями электростанции. В частности, при прочих равных условиях более дорогое топливо снижает целесообразное расчетное значение конечного давления p_k .

4. Изменение материала лопаток, когда увеличиваются допускаемые напряжения $\sigma_{доп}$, или, как, например, для титановых сплавов, повышается удельная прочность материала $\sigma_{доп}^{уд}/\rho_{мет}$ в связи с уменьшением плотности материала до $\rho_{мет}=4,5 \cdot 10^3$ кг/м³.

Лопатка последней ступени, созданная на ЛМЗ из титанового сплава, длиной 1200 мм при кольцевой площади $\Omega=11,3$ м² успешно работает в крупнейшем в мире быстро-

ходных агрегатах (на $n = 50$ 1/с при максимальной мощности 1400 МВт) К 1200-23,5 на Костромской ГРЭС и К-1000-5,9 на Ровенской АЭС. При этом не исчерпаны все возможности проектирования лопатки из титанового сплава с допустимыми по прочности напряжениями. Возможно увеличение ее длины при $n = 50$ 1/с до 1,4–1,5 м и Ω до 14–17 м² [57].

Переход к новым маркам стали мартенситного класса позволил в настоящее время изготовить лопатки с $\Omega = 1$ –2 (при $n = 50$ 1/с).

Следует отметить, что увеличение длины последней лопатки усложняет аэродинамическое проектирование ступени в связи с большой верностью l/d , увеличением наклона меридионального обвода (увеличивается средний диаметр ступени и, следовательно, ее теплопереда; из-за этого возрастает разница в удельных объемах пара за последней и предпоследней ступенями и вызванная этим разница в высотах лопаток этих ступеней); увеличением скорости пара в последней ступени.

Кроме растягивающих напряжений возрастают изгибающие усилия, так как растут мощность ступени и длина лопатки, усложняются условия обеспечения вибрационной надежности. При работе последней ступени влажным паром, что характерно для всех конденсационных турбин, возникает трудность обеспечения эрозийной надежности (см. § 5.2). Следует отметить, что с увеличением высоты и верности последней лопатки возрастает вероятность появления отрывных течений в ступени при частичных нагрузках и вызванный этим рост динамических напряжений (см. § 7.4).

В настоящее время предельные размеры лопаток, находящаяся в эксплуатации турбин при $n = 50$ 1/с, составляющие 1080 мм из стали и 1200 мм из титанового сплава.

В табл. 6.2 представлены основные характеристики наиболее длинных последних лопаток.

5. Ограничение размеров последней ступени связанное с прочностью лопаток, с необходимостью уменьшения окружной скорости на периферии лопаток по условиям эрозийной надежности (см. § 5.2), а также с ухудшением экономичности ступени в связи с очень большой верностью привело к не которым своеобразным конструктивным решениям. Одним из них является применение двухъярусной предпоследней ступени так называемой ступени Баумана.

Ступень Баумана представляет собой предпоследнюю ступень турбины, имеющую перегородки, разделяющие как сопловую, так и рабочую решетку на два яруса нижний и верхний. Давление пара перед обоими ярусами одинаково. Поток пара, проходящий через нижний ярус, направляется в последнюю ступень, которая от обычных ступеней отличается только крутым наклоном периферийного обвода диафрагмы

Таблица 6.2 Основные характеристики последних лопаток крупных турбин

n , 1/с	l , мм	d/l	Ω , м ²	v_c , м/с	Изготовитель	В эксплуатации
50	1500*	2,53	17,9	812	ЛМЗ	
50	1400*	2,64	16,3	801	ЛМЗ	
50	1360*	2,51	14,6	750	«Альстом»	
50	1200*	2,50	11,31	658	ЛМЗ	+
50	1050	2,81	9,13	628	АББ	+
50	1060	2,83	10,0	637	Сименс	+
50	1065	2,57	9,5	608	«Шкода»	+
50	1067*	2,66	9,53	613	«Тосиба»	+
50	1044	2,71	8,92	608	МАН	—
50/60	1016*	2,68	8,7	704**	«Минцубиси»	+
50	1021	2,69	8,80	591	ДЭ (Англия)	+
50	1000	2,80	8,80	597	ЛМЗ	+
50/60	1016*	2,60	8,4	680**	«Хитачи»	+
50/60	1016*	2,68	8,7	705**	«Тосиба»	+
50	950	3,00	8,50	597	АББ	+
50	1000	2,73	8,48	580	ББЦ КЭМ	+
50	1050	2,43	8,41	565	ХТЗ	+
50	1030	2,46	8,19	559	ХТЗ	+
50	920	3,07	8,15	587	ХТЗ	+
50	945	2,79	7,82	562	ДЭ (Англия)	+
50	960	2,58	7,48	540	ЛМЗ	+
50	952	2,61	7,43	539	АЕИ	+
50	940	2,62	7,28	534	«Парсонс»	+
50	914	2,78	7,28	542	АЕИ	—
50	875	2,00	7,22	550	КВУ	+
50	940	2,54	7,06	573	ТМЗ	+
50	851	3,00	6,88	535	«Минцубиси»	+
50	870	2,84	6,76	524	«Шкода»	+
50	860	2,75	6,38	507	«Альстом»	+
50	852	2,76	6,30	503	ХТЗ	+
50	830	2,75	5,95	489	ТМЗ	+
60	1016*	2,62	8,5	693	ДЭ	
60	852	2,71	6,15	594	ДЭ, «Хитачи», «Тосиба»	+
60	852	2,69	6,11	591	ДЭ (Англия)	+
60	787	1,15	6,12	616	Вестингауз	+
60	787	2,79	5,43	542	ДЭ (Англия)	+
25	1650	2,76	23,6	487	ХТЗ	
25	1500	2,87	20,3	455	АЕГ	+
25	1450	2,86	18,9	440	ХТЗ	+
25	1365	3,14	18,4	443	КВУ	+
25	1372	3,00	17,8	431	«Вестингауз»	—

* Из титанового сплава

** При $n = 60$ 1/с

$n, 1/c$	$l, мм$	dH	$\Omega, м^2$	$u_0, м/с$	Изготовитель	В эксплуатации
25/30	1324	3.08	16.87	423/508	«Тослаб», «Хитачи»	—
25	1320	2.96	16.2	411	АБЭ	+
25/30	1118	3.00	11.8	351/422	«Вестингауз» «Минцсинь»	+
γ						
30	1320	3.0	16.4	498	ББЦ	+
30	1320	2.93	16.0	488	ДЭ	—
30	1270	3.0	15.4	480	«Вестингауз»	—
30	1143	3.0	12.3	431	ДЭ (Англия)	+
30	1092	3.07	11.5	419	ДЭ «Хитачи»	+
30	1016	3.06	9.92	389	«Аллик» «Чалмерс»	+
30	965	3.35	9.82	399	ДЭ	+

(рис. 6.1) Поскольку через нижний ярус в последнюю ступень проходит не весь расход G_{n-1} , а только часть его G_{n-1} , соответственно уменьшаются высота последней лопатки l_n , ее верность H/d и окружная скорость на периферии u_0 . Поток G_n , направляющийся в верхний ярус, после него идет прямо в конденсатор. Таким образом $H_n + H_{n-1} \approx H_{n-1}$ (рис. 6.2).

В связи с тем что расход пара через верхний ярус примерно равен половине расхода через последнюю ступень, такая схема отсека часто называется полутурбиной. Преимущество ступени Баумана при тех же размерах последней ступени можно или существенно увеличить расход пара через часть низкого давления турбины и тем самым примерно в 1,5 раза повысить мощность турбины (при том же числе ЦНД) или при тех же расходах пара уменьшить потери с выходной скоростью (примерно в 2 раза), так как потери подсчитываются по суммарной осевой площади последней ступени и верхнего яруса:

$$\Delta H_{n-1} = \frac{G_{n-1} \Delta H_{n-1}^* + G_n \Delta H_n^*}{G_n} \quad (6.16)$$

Сравнение обычной схемы и полугорного выхода можно проводить при одном и том же расходе пара в конденсаторе G_k и одной и той же потере с выходной скоростью ΔH_{n-1} . В этом случае речь идет о последней ступени двух размеров. В обычном варианте большая длина последней лопатки означает большие напряжения, меньшие dH большую опасность эрозии. С точки зрения экономичности полугорный выход при таком сравнении имеет ряд преимуществ: верность решеток меньше; из-за благоприятной конфигурации диффузор-

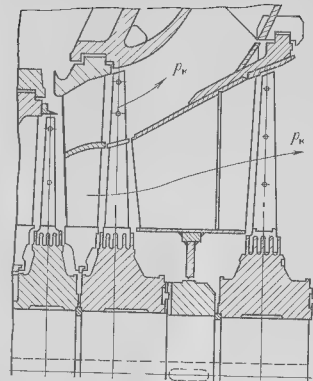


Рис. 6.1 Проточная часть нижнего давления с предпоследней двухъярусной ступенью (ступенью Баумана)

ного патрубка за верхним ярусом обычно удастся частично восстановить ΔH_{n-1}^* , снижаются потери от влажности в связи с эвакуацией значительной части крупнодисперсной влаги в верхний ярус, влажность перед которым меньше, чем перед последней ступенью, а перелад больше.

Опыты, проведенные на турбинах ЛМЗ с полугорным выходом, показали существенно меньшее влияние влажности, чем в турбинах с обычной проточной частью. В то же время в двухъярусной предпоследней ступени удваиваются концевые потери в решетках, появляется протечка между ярусами. Имеются дополнительные по сравнению с обычными ступенями трудности аэродинамического профилирования решеток верхнего яруса из-за больших скоростей потока в нем. Кроме того, двухъярусные лопатки требуют более сложной технологии изготовления и для них характерна большая трудность вибрационной отстройки

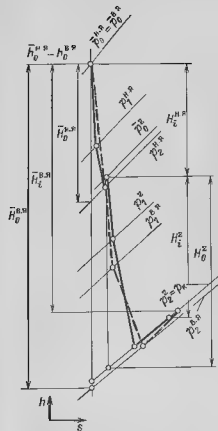


Рис. 6.2 Процесс расширения газа в последних ступенях турбин, выполненных согласно схеме на рис. 6.1

что в современных очень крупных турбинах ступени Баумана не нашли применения, с другой — к появлению ряда новых модификаций двух- и даже многоярусных ступеней, пока еще не воплощенных в реальные конструкции.

Очевидно, и применение полупроводникового выхода не позволит решить задачу создания конденсационных паровых турбин мощностью в несколько сотен тысяч киловатт. В этом случае требуется разделение потоков пара, в первую очередь, в части низкого давления турбин. Число этих потоков равно отношению мощности к предельной мощности однофазной турбины. Так, при $n = 50$ 1/с турбины выских параметров пара с площадью выхода из сгущения $\Omega = 8 - 9$ м² при глубоком

из за меньшей точности теоретического расчета вибрационных характеристик.

С двухъярусными ступенями длительные время успешно работает более двух сот паровых турбин К-200-12,8, сиректротированных ЛМЗ. Модификация этой турбины К-210 12,8 изготавливается и в настоящее время. В то же время при больших размерах последней ступени ($\Omega = 10 \text{ м}^2$ и более) возникли сложности преэквивирования двухъярусной предпоследней ступени. Теплоперепад последней ступени становится очень большим, много олицетворяется от теплоперепада верхнего яруса, и, следовательно, на нижний ярус остается незначительно малый теплоперепад. Кроме того, в ступени, предшествующей двухъярусной, для получения прислесаемого наклона периферийного меридионального обвода ступени Базмана приходится для силовой решетки применять очень малые углы выхода. Эти трудности привели, с одной стороны, к тому,

вакууме имеют мощность $N_3 \sim 300$ МВт при трех потоках пара, $N_3 \sim 500$ МВт при четырех потоках пара и $N_3 \sim 800$ МВт при шести потоках пара. В быстроходных турбинах насыщенного пара при глубоком вакууме для мощности 500 МВт требуется шесть и даже восемь потоков пара.

При длине последней ступени 1200 мм и $\Omega = 11 \text{ м}^2$ (см. табл. 6-2) при сверхкритических параметрах пара и мощности $A_{\text{ср}} = 1200 \text{ МВт}$ создана турбина с шестью потоками пара, а при насыщенном паре и $A_{\text{ср}} = 1000 \text{ МВт}$ с восемью потоками пара. В тихоходных турбинах насыщенного пара ($n = 25 \text{ 1/с}$) при лопатках длиной 1350–1450 мм мощность 1000–1350 МВт достигается при четырех–шести потоках пара.

Схема потоков в многоцилиндровой турбине

Многопоточная конструкция требует соответственного увеличения числа цилиндров турбины, которое в отдельных машинах достигает пяти (см. гл. 10). Схема потоков в многоцилиндровых турбинах показана на рис. 6.3. В цилиндрах низкого давления возможны разные направления потоков, когда пар подводится к середине и растекается в противоположные стороны и, что бывает редко, когда пар подводится с концов цилиндра и покидает его в средней части.

Следует отметить, что разделение потоков пара в цилиндре низкого давления уравнивается в нем осевые утраты. Выбор числа цилиндров определяется, с одной стороны, условиями обеспечения надежности системы роторов, так называемого валопровода агрегата, с другой — технико-экономическими показателями (см. § 65).

В приведенном выше анализе работы последних ступеней предпологалось, что скорость c_2 , с которой пар покидает рабочую решетку последней ступени, полностью теряется. Как указывалось в § 54, в настоящее время ряды с патрубками, в которых давление за последней ступенью p_2 выше, чем

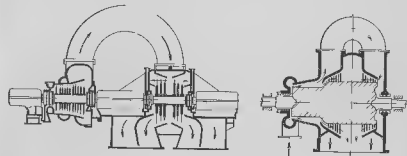


Рис. 6.3 Вариант двухпоточных ЦНД крупных паровых турбин

p_k имеются также диффузорного типа патрубки, где $p_k < p_k$. Для предварительной оценки турбины, если нет конкретных данных по испытаниям патрубка, принимают $p_{22} = p_k$.

Определение размеров последней ступени

При определении размеров последней ступени следует рассмотреть два случая: первый, когда пропуск пара через ступень невелик и можно ожидать умеренных размеров последней ступени, второй, при большом пропуске пара, когда приходится использовать все конструктивные возможности максимального увеличения размеров ступени для ограничения числа потоков в части низкого давления.

Определение основных размеров последней ступени (диаметра и высота, рабочей решетки) производится по средним параметрам пара. Как упоминалось, такое решение не является точным и должно рассматриваться как первое приближение, которое берется за основу при оценке числа ступеней турбины и для последующего детального расчета и профилирования ступени.

Обычно предполагают, что кинетическая энергия, с которой пар покидает последнюю ступень, теряется, и считают, что потери с выходной скоростью $\Delta H_{вс}$ полностью или в лучшем случае частично не возмещаются для всей турбины (см. § 5.4). Поэтому следует стремиться ограничивать эти потери. С другой стороны, для уменьшения $\Delta H_{вс}$ необходимо увеличивать размеры последней ступени, что приводит к повышению ее стоимости. Особенно заметное усложнение и удорожание возникает в том случае, когда для сокращения выходных потерь приходится увеличивать число потоков в части низкого давления, что в свою очередь требует увеличения числа цилиндров турбины.

Отыскание оптимального решения для последних ступеней является задачей технико-экономического расчета, в котором, с одной стороны, подчитывается повышение стоимости турбины по мере увеличения сечений выхода, а с другой — экономия, связанная с сокращением расхода топлива за счет повышения КПД турбины. При этом следует также иметь в виду, что турбина с уменьшенными расчетными выходными потерями в зимнее время за счет углубления вакуума способна развивать большую дополнительную мощность, чем турбина, у которой бы и допущены повышенные выходные потери при расчетном режиме (см. § 8.10). В некоторых случаях эту дополнительную мощность можно рассматривать как добавочную мощность электростанции.

Для определения размеров последней ступени задаются КПД процесса расширения пара или оценивают его по

обобщенным данным (см. § 6.4). По величине p_k , обычно в первом приближении равной p_k в конце процесса расширения находят удельный объем пара v_k . Задавшись потерями с выходной скоростью $\Delta H_{вс}$, подчитывают $c_2 = \sqrt{2\Delta H_{вс}}$ и по уравнению неразрывности (6.12) определяют $\Omega = \pi d_2 l_2$.

Как было показано, при выполнении лопаток из высококачественной стали предельно достижимая в настоящее время в одном потоке осевая площадь выхода Ω при частоте вращения $n \sim 50$ 1/с составляет примерно $8 \cdot 10^2$ м².

Умеренные напряжения возникают в ступенях, у которых осевая площадь Ω меньше $4 \cdot 10^2$ (при $n \sim 50$ 1/с). Ступени с большими проходными сечениями применяют только для турбин большой мощности, когда необходимо ограничить число потоков в части низкого давления.

Задавшись отношением $\Theta = d_2/l_2$, определяют средний диаметр ступени

$$d_2 = \sqrt{\frac{c_2 v_k \Theta}{\pi \sqrt{2\Delta H_{вс}}}} \cdot \sqrt{\frac{\Omega \Theta}{\pi}} \quad (6.17)$$

Здесь i — число потоков, $\Delta H_{вс}$ — в Дж/кг, l_2 — длина рабочей решетки последней ступени d_2/l_2 .

Оценив размеры последней ступени, необходимо сопоставить их с размерами ранее выполненных ступеней (см. табл. 6.2). Если найденные размеры превышают наибольшие для изготовленных ступеней, то следует пересмотреть положенные в основу расчета величины, в частности величину выходных потерь, число потоков пара в области низкого давления или известную возможность и целесообразность выполнения ступеней еще больших размеров, чем приведенные в табл. 6.2.

Отношение среднего диаметра к длине лопатки $\Theta = d_2/l_2$ в последней ступени обычно приходится выбирать небольшим, несмотря на то, что это означает увеличение всеростности решетки и загрудняет профилирование. Желательно, чтобы $\Theta > 3$ в ступенях с предельными напряжениями в лопатке $2,7 < \Theta < 3$, и только в крайних случаях следует принимать $\Theta = 2,4 \cdot 2,7$.

6.3 РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧ МЕЖДУ СТУПЕНЯМИ ТУРБИНЫ И ОПТИМИЗАЦИЯ ГРУППЫ СТУПЕНЕЙ

Распределение теплопередач

Выше было показано, как оцениваются размеры первой и последней ступеней конденсационных турбин, см. формулы (6.6) и (6.17). Прежде чем переходить к детальному расчету

отдельных ступеней, следует вначале определить число ступеней и произвести рациональную разбивку теплоперепадов между ступенями.

В зависимости от того, насколько экономична должна быть проектируемая турбина, можно по-разному выбирать число ступеней, причем, как правило, с увеличением числа ступеней в части высокого и иногда в части среднего давления достигается более высокая экономичность. Однако турбина при этом будет более сложна в изготовлении, роторы ее цилиндров высокого и среднего давления могут показаться недопустимо гибкими или нетехнологичными. Естественно, возрастает и стоимость турбины.

Увеличенное количество ступеней по условиям технологии производства, а также вибрационной надежности ротора может потребовать выполнения турбины с большим числом цилиндров. Следует учитывать, что стоимость изготовления облопачивания составляет значительную долю стоимости всей турбины. В конечном счете выбор числа ступеней является предметом технико-экономического расчета.

Некоторые вопросы оптимизации числа ступеней для группы (отсека) рассматриваются ниже. Очевидно, что если в первую очередь важно обеспечить простоту конструкции турбины относительно небольшой мощности (до 50-100 МВт), то ее следует выполнять с ограниченным числом ступеней, которые могут быть расположены в одном цилиндре.

Несмотря на разнообразие выбора конструктивных форм турбины можно все же указать рациональные способы оценки числа ступеней и разбивки теплоперепадов между ступенями.

Отметим, что во избежание дополнительных потерь изменения меридиональных обводов проточной части турбины должно быть достаточно плавным. Если, например, проектируется одноступенчатая турбина, то часто стремятся выполнить непрерывное плавное увеличение среднего диаметра от первой к последней ступени. Когда разница в средних диаметрах очень велика (например, если диаметр последней ступени более чем в 2-2,5 раза превышает диаметр первой), то может оказаться целесообразным разбить ступени на две или большее число групп, как это, например, выполнено в турбине, показанной на рис. 10-44. В турбинах небольшой мощности, где первые нерегулируемые ступени приходится выполнять с парциальным подводом пара, имеет смысл исходить из повышения диаметра, начиная со ступени, где можно отказаться от парциального и перейти к полному подводу.

С переходом от группы ступеней одного диаметра к группе другого диаметра обычно связывается нерегулируемый отбор пара для регенерации. Это оказывается удобным с конструктивной точки зрения.

В случае двух- или многоцилиндровой конструкции диаметры ступеней в каждом цилиндре могут быть выбраны независимо друг от друга, однако в пределах каждого цилиндра следует заботиться о соблюдении плавности проточной части и унификации.

Для того чтобы найти число ступеней и разбить теплоперепад между ступенями, следует построить диаграмму, подобную указанной на рис. 6-4. Здесь на оси абсцисс взят произвольный отрезок a и на крайних ординатах отложены диаметры первой и последней ступеней d_1 и d_2 . Точки 1 и 2 соединяют плавной линией, соответствующей характеру изменения меридиональных обводов проточной части турбины и в какой-то степени следующей изменению удельного объема g . На той же базе проводят линию отношений $u/c_{ф}$, которые предпологаются приняты при проектировании турбины. Иногда для группы первых ступеней принимают постоянную величину $u/c_{ф}$. Однако надо учитывать, что в ступенях с меньшим объемным пропуском заметнее скаиваются потери на протекание и в активного типа турбине потери трения диска. Кроме того, от ступени к ступени растет высота попавок l , а значит, увеличивается весовость l/d и тем самым повышается расчетная реактивность на среднем диаметре $\rho_{ср}$ при неизменной корневой реактивности (см. § 3.5).

$$\rho_{ср} \approx 1 \left((1 - \rho_0) \left(\frac{l}{d} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (6.18)$$

Оба этих фактора уменьшение дополнительных потерь и увеличение степени реактивности ведут к повышению оптимального отношения скоростей $(u/c_{ф})_{опт}$. Таким образом, от ступени к ступени оптимальное отношение скоростей, определяемое по среднему диаметру, растет. Исключением являются последние ступени, где выбор $u/c_{ф}$ определяется требованиями работы при переменных режимах, и организации отбора пара для регенеративного подвода воды, а также ступени процесса расширения в которых лежат ниже линии насыщения. В этом случае дополнительные потери от влажности снижают оптимальное отношение скоростей (см. § 4-4).

Располагаемый теплоперепад ступени может быть найден следующим образом.

$$H_0 = \bar{H}_0 - 0,5 c_2^2$$

Если принять, что в j -й ступени $(c_0)_j^2 = \chi_0 j (c_2)_j^2$, где коэффициент

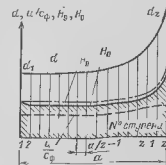


Рис. 6-4 Вспомогательная диаграмма для определения числа ступеней

использования выходной энергии $\chi_{0j} \cdot (\chi_{0c})_j$ и $0 \leq \chi_0 \leq 1$, то

$$H_{0j} = \frac{c_d^2}{2} \left[1 - \chi_0 \frac{(c_2)_j^2}{(c_\phi)_j^2} \right]. \quad (6.19)$$

При небольшом изменении теплосредадов соседних ступеней $(c_2)_{j+1} \approx c_{2j}$. Кроме того, приближенно $(c_2/c_\phi)^2 = (1-p) \sin^2 \alpha_1$. Тогда

$$H_{0j} = \frac{c_d^2}{2} \left[1 - \chi_0 (1-p) \sin^2 \alpha_1 \right] \quad k_{0j} \frac{c_d^2}{2} \quad (6.20)$$

Заменяя $c_\phi = \frac{u}{n/c_\phi}$, получаем

$$H_0 = 12,3 k_0 \frac{d^2}{(u/c_\phi)^2} \left(\frac{n}{50} \right)^2, \quad (6.21)$$

где H_0 в кДж/кг; d в м, n в 1/с. Для первой ступени отска $c_0 = 0$ и $k_0 = 1$, для промежуточных ступеней $k_0 = 0,92 - 0,96$.

Подсчитав располагаемые теплосредады для нескольких промежуточных точек, можно есть кривую H_0 на диаграмме на рис. 6.4

Далее по этой кривой, разделив базу a на m равных частей, находят средний располагаемый теплосредад

$$(H_0)_{cp} = \frac{0,5 H_0^{(1)} + \sum_{i=1}^{m-1} H_0 + 0,5 H_0^{(m)}}{m}, \quad (6.22)$$

после чего можно определить число ступеней по формуле

$$z = \frac{H_0^{пер} (1 + q_1)}{(H_0)_{cp}} \quad (6.23)$$

где $H_0^{пер}$ располагаемый теплосредад, найденный от состояния пара в камере регулирующей ступени до давления в выходном патрубке (или за рассчитываемым отсеком), q_1 коэффициент возврата теплоты

Результат подсчета числа регулируемых ступеней округляется до целого числа z . Разделив отрезок a на $(z-1)$ частей, находят теплосредады для каждой ступени непосредственно из диаграммы на рис. 6.4. Сумма подсчитанных по рис. 6.4 теплосредадов может не точно совпасть с величиной $H_0^{пер} (1 + q_1)$. Тогда следует изменить или диаметры d_i или (и) отношения скоростей u/c_ϕ . В последнем случае для обеспечения наивысшей экономичности надо изменить и степень реактивности p .

34

Такая предварительная разбивка теплосредадов, основанная на оценке характера проточной части, позволяет уверенно производить последующий детальный расчет ступеней и не опасаться, что этот расчет может привести к конструктивно невыполнимому числу ступеней или к нецелесообразным их размерам.

Следует заметить, что при конструктивном выполнении турбины характер ее проточной части лишь приблизительно повторяет характер, принятый при построении рис. 6.4. В самом деле, в этой диаграмме расстояния между ступенями по оси абсцисс принимались равными, в то время как в действительности эти расстояния различны и зависят от ряда конструктивных и прочностных особенностей ступеней.

Выбор меридионального профиля проточной части

Как правило, все проточные части турбин проектируются по выбранному закону изменения не средних, а корневых диаметров ступеней. Если речь идет об отсеке ступеней, заканчивающихся выходным патрубком конденсационной турбины, то корневой диаметр выбирается по предварительному расчету последней ступени.

Практически распространены три закона изменения d_k :

1) постоянство корневого диаметра (см. сплошные линии на рис. 6.5). Для этого случая расчет проточной части распределение теплосредадов и числа ступеней рассчитывается ниже. Примеры выполненных таким образом турбин показаны на рис. 10.13 (ЧСД), 10.5 (ЦНД), 10.26 (ЦВД) и др.

2) понижение по потоку пара корневого диаметра (см. пунктирные линии на рис. 6.5). Небольшой наклон по потоку пара корневого меридионального обвода улучшает обтекание корневой зоны ступеней, особенно при сверхзвуковых скоростях пара в корневой зоне (см. гл. 3), уменьшает угол наклона периферийного меридионального обвода проточной части (см. ЦНД турбины на рис. 10.26). Недостатками его являются невозможность унификации хвостовиков лопаток и дисков, а также меньшие высоты лопаток первых ступеней. Поэтому такой закон изменения корневого диаметра в первую очередь может оказаться целесообразным в частях низкого давления

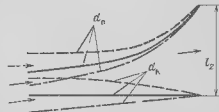


Рис. 6.5 Различные формы очертания проточной части многоступенчатой турбины или ее отсека

при постоянном d_k — при понижении по потоку d_k — при повышении по потоку d_k

турбин, где объемные пропуски пара велики, а соседние ступени имеют разные профили лопаток. Следует отметить, что повышение диаметра первых ступеней сокращает их число. Иногда применяется настолько крутое понижение корневого диаметра, что средний диаметр почти не меняется;

3) увеличение по потоку корневого диаметра (см. штрих-пунктирную линию на рис. 65). Преимуществом этого способа формирования проточной части является большая высота лопаток первых ступеней. В связи с этим такая форма проточной части может быть иногда рациональна при малых объемных пропусках пара в первых ступенях.

В настоящее время наиболее распространенным в паротурбостроении является закон постоянства корневого диаметра $d_k = \text{const}$, почти всегда используемый для отсеков и частей высокого и среднего давления. Здесь увеличение от ступени диаметра периферийного обвода невелико, скорости, как правило, дозвуковые. Конструкция отсека с $d_k = \text{const}$ имеет преимущества, главным образом, для облегчения производства, а также применения предварительно отработанных в экспериментальных турбинах типовых ступеней.

Унификация группы ступеней

Унификация позволяет использовать одинакового внешнего диаметра (возможно, вообще одинаковых или почти одинаковых размеров) диски турбин активного типа, одинаковые хвостовики рабочих лопаток и, главное, само облопачивание для каждой предшествующей ступени получается подчекрой сверху. При этом предполагается, что в ступенях унифицированной группы на корневом диаметре одинаковы перекрыши Δl_k , профили и соответственно эффективные углы $\alpha_{1,k}$ и $\beta_{2,k}$, практически одинаковы углы входа и резетки $\alpha_{0,k}$ и $\beta_{1,k}$, степень реактивности r_k , отношение скоростей $(u/c_d)_k$. Следовательно, одинаковы и расположенные теплоперепады ступеней:

$$H_0 = \frac{(\pi d_k n)^2}{2(u/c_d)_k^2} \quad (6.24)$$

Считая одинаковыми в корневой зоне коэффициенты скорости φ_k и ψ_k и предполагая практически одинаковым влияние сжимаемости, т.е. при заданной r_k примерно неизменное отношение удельных объемов v_{21}/v_{11} , получим в этом случае и одинаковые треугольники скоростей корневых сечений всех ступеней унифицированной группы.

Отметим, что при больших теплоперепадах и одновременно существенных значениях корневой реактивности, т.е. для нескольких последних ступеней конденсационных турбин, а так-

же ступеней, работающих влажным паром, полная унификация внутри группы ступеней или невозможна, или оказывается неоптимальной.

Для лопаток ступеней унифицированной группы может быть принят любой закон закрутки, т.е. $\alpha_{1,k} = \alpha(r)$ и $\beta_{2,k} = \beta(r)$, в том числе для небольшой верности, т.е. при $\Theta > 8 \cdot 10$ и облопачивании постоянного по высоте профиля. Однако в пределах унифицированной группы законы закрутки лопаток должны быть одинаковыми для всех ступеней.

Полная унификация достигается при неизменных для всех ступеней группы хордах соответствующих лопаток как на корневом, так и на других одинаковых диаметрах. Одинаковые (подобные) профили, но разные хорды нарушают унификацию: требуются и разные хвостовики, и разные пазы для них в дисках и барабанах, и разные лопатки. Остается в этом случае одно преимущество — использование (с некоторым пересчетом) аэродинамических характеристик типовых ступеней.

Для полностью унифицированных ступеней необходима проверка прочности последней лопатки группы, поскольку как изгибающие, так и растягивающие напряжения в ней наибольшие. Так как речь идет о ступенях высокого и среднего давления, то обычно выбор размера хорды профиля определяется изгибающими напряжениями, которые для относительно небольшой высоты лопаток оказываются наибольшими в корневом сечении.

Оценка приемлемой по изгибающим напряжениям хорды корневого сечения профиля последней лопатки группы производится следующим образом:

После выбора d_k , $\alpha_{1,k}$, r_k и $(u/c_d)_k \approx \varphi \cos \alpha_{1,k} / 2 \sqrt{1 - r_k}$ производится предварительный расчет первой ступени группы для принятого закона $\alpha_1(r)$ выбранной перекрыши l_2/l_1 , используя упрощенную формулу

$$r_{cr} = 1 - (1 - r_k)(r_{cr}/l_1)^{1/2}, \quad (6.25)$$

определяем на среднем диаметре угол $\beta_{2,k}$ (расчет проводится итерационно), а далее для выбранного закона закрутки рабочей резетки угол $\beta_{2,k}$ для корневого сечения.

Оценив КИД рассчитываемого отсека $\eta_{01}^{от}$, находим удельный объем пара за последней ступенью отсека v_{22} (см. рис. 6.6), далее, решая квадратное уравнение, находим из формулы

$$(d_k + l_2^{(2)}) l_2^{(2)} - (d_k + l_2^{(1)}) l_2^{(1)} \frac{G_{cr}}{G_{(1)} v_{21}} = v_{22} \quad (6.26)$$

высоту лопатки последней ступени отсека $l_2^{(2)}$

Оценив КПД последней ступени $\eta_o^{(2)} = 0,85-0,90$, подсчитываем изгибающие напряжения в рабочих лопатках:

$$\sigma_{\text{HBT}} = \frac{G_* \bar{H}_0 \eta_{\text{c},j}^{(i)} I_2^{(z)}}{2u_{\text{cd}} z_v \bar{W}_{\text{STH}}} \quad (6.27)$$

Здесь $z_p = \pi d_k / b_{\text{пл}}$ – минимальный момент сопротивления $W_{\text{пл}}^{\text{min}}$ для данного профиля, имеющего выбранное значение хорды b_2 , и тип профиля (соответственно углам β_{2a} и β_1) определяются по данным Атласа профилей или по приложению 4 к данному учебнику при $b_{\text{пл}}$. Тогда

$$W_{\text{MEH}} = W_{\text{MEH}}^{\text{HET}} (b_k/b_{\text{HET}})^3 \quad (6.28)$$

Обычно для ступеней активного типа принимают $\sigma_{\text{ср}}^{\text{доп}} = 25 \div 45$ МПа, а для ступеней реактивного типа $\sigma_{\text{ср}}^{\text{доп}} = 40 \div 60$ МПа. Если выбранная хорда профиля не обеспечивает необходимого значения $\sigma_{\text{ср}}^{\text{доп}}$, то новое значение хорды выбирается обратно пропорциональным квадратному корню из изменяющихся напряжений

$$b_{\text{HOB}} = b \sqrt{\sigma_{\text{HBT}} / \sigma_{\text{HBT}}^{\text{HOB}}}$$

Следует помнить, что кроме изгибных и в последней ступени группы надо определить и растягивающие напряжения. Для этого в случае переменного по высоте профиля необходимо знать законы изменения по высоте площади сечений. Для всех предшествующих ступеней группы можно принимать такую же хорду на одинаковых диаметрах, как и в последней ступени группы. Кроме того, производится проверка «вibrационной надежности» элементов ступеней.

Согласно формуле (6.24), поскольку теплоперепады в ступенях высокого и среднего давления принимаются одинаковыми по высоте ступени, располагаемые теплоперепады $\bar{H}_0$ в унифицированном отсеке выбираются одинаковыми. Следовательно, для первой ступени $H_0 = \bar{H}_0$, а для остальных $H_0 = k_0 \bar{H}_0$, где

$$k_0 = 1 - \varphi^2 (1 - \rho_k) \sin^2 \alpha_{1k}$$

Тогда число ступеней в отсеке

$$z_{\text{src}} = \frac{H_0^{\text{src}} (1 + q_7)}{0.97 H_0} \quad (6.29)$$

Если $z_{\text{отс}}$ существенно отличается от целого, то следует для рассчитываемой группы изменить или давление пара за отсосом, тем самым перераспределив теплопотокалы между отсеками турбины, или корневой диаметр, или (в определенных пределах, см § 3.3) корневую реактивность и соответственно отношение скоростей. Проектирование группы унифицированных ступеней может быть выполнено по относительно простой программе для ЭВМ, см. [34].

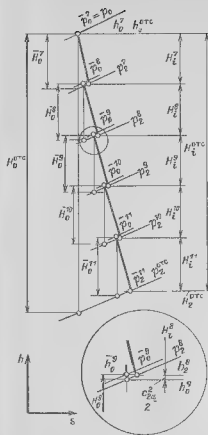


Рис 6.6. Процесс в h , γ -диаграмме для расчета базисной унифицированной группы ступеней

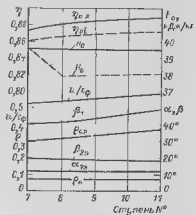


Рис. 6.7 Характеристики по среднему диаметру для ступеней унифицированной группы ($d_k = \text{const}$, $z_{1k} = \text{const}$, $p_k = \text{const}$)

Тепловой расчет группы ступеней с проверкой прочностных характеристик рабочих лопаток последней в группе ступени сдвиг не означает полной унификации группы, как правило, он означает унификацию рабочих лопаток. Для унификации сопловых лопаток необходима проверка надежности диафрагм и сопловых лопаток, так как проверки только последней ступени недостаточно, ибо в первых ступенях группы большие давления пара и перепад Δp . Кроме того, проверка вибрационных характеристик всех рабочих лопаток может потребовать для каких-либо ступеней изменения числа сопловых лопаток z , для удовлетворения условиям вибрационной надежности, см. [21, 26].

В табл. 65 дан пример расчета группы унифицированных ступеней для расчета первого отсека (ступени № 2-4) турбины К-800-23,5. Для второго отсека на рис. 66 показан принципиальный процесс в h, s диаграмме, а на

рис. 67 изменение по ступеням отоса основных характеристик ступеней на среднем диаметре

Исходными данными для расчета отоса являются параметры пара перед ним $p_0 = 15,74$ МПа и $h_0 = 3303,0$ кДж/кг, давление за ним $p_2 = 8,1$ МПа, расход пара $G = 637,0$ кг/с const, частота вращения $n = 50$ 1/с, корневой диаметр $d_k = 0,814$ м = const, перекачка h_2 l_1 4,0 мм. Приняты одинаковыми на корневом диаметре $\alpha_{1k} = 14^\circ$, $\rho_k = 0,06$, $(u/c_k)_k = 0,461$. Расслаиваемый теплоперепад всех ступеней $H_0 = 38,5$ кДж/кг const. Одинаковы в ступенях хорды $h_1 = 0,160$ м, $h_2 = 0,070$ м, эквивалентные площади диффрагменных уплотнений $\mu_1, \mu_2, 1/\sqrt{z}$, 2,2 10^{-4} м² эквивалентный периферийный зазор $\delta_{\text{анн}} = 0,65$ мм

Оптимизация группы ступеней

Для ступеней высокого, среднего и первых ступеней низкого давления конденсационных турбин, служащих для привода электрического генератора, т.е. работающих с постоянной частотой вращения, оптимизацию можно проводить без учета переменного режима. Это объясняется тем, будет показано в § 75, тем, что для ступеней в достаточно широком диапазоне изменения нагрузки сохраняет практически неизменными теплоперепад и, следовательно, отношения скоростей u/c_k . Часть ступеней турбин с противодавлением, с теплофикационными отборами пар, в каждой ступени привода турбин должны оптимизироваться с учетом изменения режима работы. Это же относится и к последним ступеням всех турбин. Некоторые вопросы такой оптимизации рассматриваются в § 73.

Для номинального режима работы оптимизация группы ступеней может проводиться с учетом унификации и без нее. В последнем случае каждая из ступеней рассчитываемого отоса должна проектироваться индивидуально, обеспечивая наибольший КПД на целевой функции оптимизации всего отоса. При этом обобщающие ступеней отоса имеют разные хорды, разные законы закрутки, каждая ступень может соответственно проектироваться на свой оптимизированный теплоперепад со своей реактивностью и т.д. Такое проектирование проточной части стационарных турбин не используется весьма редко, в серийных турбинах обычно только для ступеней низкого давления. Рассматривать более подробно оптимизацию унифицированной группы ступеней высокого и среднего давления. Как пример такой оптимизации рассмотрим проектируемый выше случай группы ступеней с одинаковым коревым диаметром. При определенных, довольно больших β_2 в последней ступени отоса эта последняя ступень будет определяющей в выборе ряда унифицированных параметров в частности коревого диаметра.

Дело в том, что с уменьшением d_k увеличивается число ступеней уменьшается теплоперепад каждой из них, в том числе и последней ступени группы. Чем меньше раскисаемый теплоперепад, последней ступени, тем меньше терпящая для отоса выходящая энергия $(\Delta H_{\text{отс}})_k$, пропорциональная этому перепаду. Надо учитывать, что уменьшение диаметра означает благоприятное увеличение выхлост лопаток и связанное с ним повышение КПД ступеней, а также то что при меньших диаметрах меньшими выбираются и зазоры в уплотнениях, что означает снижение потерь от протечек.

С увеличением числа ступеней несколько возрастает и коэффициент возврата теплоты $\eta_{\text{в}}$.

Единственный фактор, который может отрицательно сказаться на КПД отоса при уменьшении диаметра, это увеличение всерности последних ступеней, т.е. с уменьшением d_k/l . При оптимизации отоса может быть ограничение по осевому габариту, связанному с технологией изготовления и вибрационной надежностью ротора, общими конструктивными решениями, т.е. ограничением числа ступеней отоса $z_{\text{макс}}$. Практически это означает выбор такого коревого диаметра, который приведет к числу ступеней отоса $z \geq z_{\text{макс}}$. В определенных условиях при оптимизации могут накладываться штрафные функции, связанные с ограничением всерности последней ступени, прочности и др.

При оптимизации группы унифицированных ступеней обычно принимают, что каждая ступень должна проектироваться на оптимальный теплоперепад, т.е. на $\alpha_k \approx 90^\circ$. Допустимы некоторые отклонения от $\alpha_k 90^\circ$, однако они не должны приводить к заметному снижению эффективности обтекания продольных сопловых решеток, проектируемых в этом случае на $\alpha_0 90^\circ + (5 \dots 10^\circ)$. Тогда оптимизация ведется по двум параметрам углу α_k и ρ_k const. Если логично предполагается выполнять переменного по высоте профиля, то, кроме того, оптимизируются законы закрутки, т.е. $\alpha_k = \alpha(r)$ и $\beta_k = \beta(r)$. Можно предположить, что наибольший КПД отоса $\eta_{\text{отс}}$ будет достигнут при наибольшем КПД каждой ступени.

Принципиально это условие не обязательно, но для большинства практически встречающихся случаев расхождение с теоретическим оптимальным не будет превышать точности расчета. Однако если проводится оптимизация индивидуальная, для каждой ступени, то, во-первых, она не удовлетворяет требованиям унификации, а во-вторых, последние ступени могут не «соответствовать», т.е. не будут обеспечены главность периферийного meridionalного обхода.

Принимая во внимание что унифицированные ступени имеют одинаковые теплоперепады, одинаковые или малоотклоняющиеся внутри отоса массовые расходы, мощности ступеней в группе также будут примерно одинаковыми. В этом случае основные характеристики $\alpha_k = \alpha(r)$, $\beta_k = \beta(r)$, ρ_k , которые должны быть выбраны одинаковыми для всей группы, будут означать оптимальным, полученным для средней ступени, т.е. точнее, для ступени, высота лопаток которой

$$l_{\text{оп}} \approx \frac{l_1^{(0)} + l_2^{(0)}}{2}$$

Точный выбор оптимизируемых параметров производится автоматически на ЭВМ по программе оптимизации. Отклонение в КПД унифицированного и оптимизированного таким образом отоса по сравнению с отосом при оптимизации индивидуальной для каждой ступени будет зависеть, главным образом, от числа ступеней в отосе z , изменения объемного пропуска пара от входа до выхода из отоса $(G_1)_k/(G_1)_0$ и степени уплотнения периферийного, надобложного зазора, т.е. от отношения эквивалентного зазора к высоте лопаток средней ступени отоса $\delta_{\text{анн}}/l_{\text{оп}}$. Чем больше z , чем больше $(G_1)_k/(G_1)_0$, чем больше $\delta_{\text{анн}}/l_{\text{оп}}$, тем большим будет это отклонение.

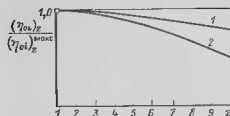


Рис 68 Снижение экономичности оптимизированного отсека ступеней при унификации ступеней внутри отсека по сравнению с индивидуально оптимизированными ступенями (число ступеней в отсеке)
1 — для хорошо уплотненных ступеней, $\delta_{эвн}/l_{ср} = 0,004$ 2 — для плохо уплотненных ступеней, $\delta_{эвн}/l_{ср} = 0,04$

При расчете оптимизации можно определить, что отклонение, и в сочетании с расчетами стоимости изготовления, число унифицированных ступеней в отсеке может быть ограничено. На рис 68 для одного из отсеков крупной газовой турбины показаны зависимости $\eta_0/\eta_0^{\max}$ от числа ступеней отсека. На расчетном графике имеются две кривые: 1 — относящаяся к хорошо уплотненным ступеням при $\delta_{эвн}/l_{ср} = 0,004$ и 2 — для случая с $\delta_{эвн}/l_{ср} = 0,04$.

Для отсеков ступеней при обтекании решеток которых велики концевые потери, более полная оптимизация включает и варьируемый параметр — отношение n/α_0 . Такая оптимизация может привести к тому, что окажется целесообразным проектировать ступени с углом выхода $\alpha_2 \approx 90^\circ$, например с $\alpha_2 \approx 120^\circ - 135^\circ$. Тогда все силовые линии (кроме первой ступени) должны проектироваться не на осевой угол входа, а на α_{0n} (α_2). Очевидно, что эти ступени должны иметь $n/\alpha_0 > (n/\alpha_0)_{\min}$. Соответственно возрастает число ступеней.

$$\frac{x_{0n}}{z} \geq \left[\frac{n/\alpha_0}{(n/\alpha_0)_{\min}} \right]^2$$

В этом случае из-за малого поворота потока силовые линии будут обтекаться с существенно меньшими концевыми потерями чем при $\alpha_0 \approx 90^\circ$. Скорее всего такая оптимизация будет целесообразной для реактивных облопашивающих контуры турбин и с зеркально отбрасывающими, соосновыми и рабочими лопатками (реактивные профили), так как снижение концевых потерь будет относиться и к рабочим решеткам.

Для выравнивания потока по $\alpha_2 \approx 90^\circ$ на выходе из отсека необходима установка направляющих лопаток на последней ступени и на разуплотнения последней ступени, т. е. выполнение ее с меньшим значением n/α_0 и $\alpha_2 \approx 90^\circ$.

Пример проточной части реактивного тигра с $\alpha_2 \approx 140^\circ$ показан на рис 69. При малых высотах лопаток выигрыш в экономичности всего отсека по сравнению с традиционным исполнением составил 1,5% (см рис 4,27).

Выполненная разбивка теплоперепадов позволяет произвести дальнейший детальный расчет ступеней турбины. При этом следует учитывать дополнительные особенности. Необходимо уточнить расход пара, протекающего по отдельным отсекам турбины. Некоторые изменения расходов пара по сравнению с подсчитанными в тепловой схеме возникнут из-за утечек через концевые уплотнения и уплотнения штоков клапанов.

Схемы канализации утечек пара могут быть очень разнообразны. Однако всегда следует стремиться к тому, чтобы

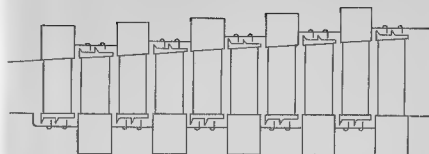


Рис 69. Проточная часть отсека реактивных ступеней с $\alpha_2 \approx 140^\circ$

вернуть утечки в турбину с таким расчетом, чтобы эти утечки могли вырабатывать дополнительную мощность, расширяясь хотя бы в последних ступенях турбины, или направить их в отборы пара для регенеративного подогрева питательной воды. При детальном расчете ступеней активного тигра также следует учитывать утечки через диафрагменное уплотнение. При этом оказывается необходимым выбрать диаметр уплотнения, число гребней и радиальный зазор в уплотнении.

В первой ступени каждой группы не используется скорость выхода пара из предыдущей ступени. В дальнейших ступенях кинетическая энергия парового потока, покидающего ступень, используется в последующей. Коэффициент использования скорости при входе в сошную решетку последующей ступени обычно принимается от 0,8 до 1,0, чему соответствует коэффициент использования кинетической энергии $\chi_{вс} = 0,64 \dots 1$. Если в ступени сошная решетка спроектирована на угол входа $\alpha_0 = 90^\circ$, то обычно считают, что в предыдущей ступени $\chi_{вс} = \sin^2 \alpha_2$.

Использование выходной скорости предыдущей ступени осуществляется в следующих случаях.

1) когда из ступени производится отбор пара на регенерацию или теплофикацию (без последующей установки в проточной части регулирующего органа, см. § 9.6), что приводит к радиальному оттоку пара и нарушению благоприятных условий входа в последующую ступень;

2) когда ступени работают с меняющейся парциальностью и пар, вышедший из рабочей решетки, растекается в стороны и захватывает больший угол расположения сопловой решетки в последующей диафрагме;

3) когда диаметр ступени меняется не плавно, а ступенчато. Во втором и третьем случаях можно считать кинетическую энергию пара, покидающего рабочую решетку, полностью потерянной, т. е. $\chi_{вс} = 0$ в формуле (3.22)

При понижении давления пара (а следовательно, и его температуры) критические перепады уменьшаются. Вместе с тем теплоперепады ступеней ЦНД возрастают по мере расширения пара, поскольку с увеличением объемного пропуска пара обычно приходится увеличивать диаметры ступеней. Таким образом, кроме регулирующей ступени, где часто теплопере-

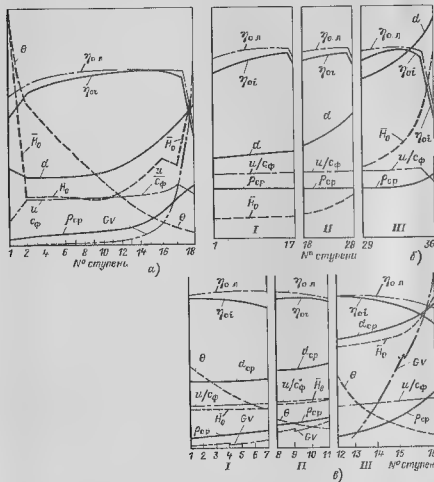


Рис. 6.10 Изменение основных характеристик ступеней по потоку пара для конденсационных турбин
а - активной типа $N_0=50$ МВт, б - активной типа $N_0=500$ МВт, в - активной типа ЦВД, г - двухступенчатой ЦВД, д - двухступенчатой ЦВД, е - активной типа $N_0=1000$ МВт, ж - двухступенчатой ЦВД, з - двухступенчатой ЦВД, и - активной типа ЦВД. После ЦВД сваривания и двухступенчатой и перерыва

пады велики, сверхзвуковые скорости пара характерны в последних ступенях конденсационных турбин. Как было показано в гл. 3, наибольшими скоростями в этих ступенях являются скорости c_{11} в корневых сечениях сопловых и скорости w_2 в периферийных сечениях рабочих решеток. В ступенях большой верности и значительного теплоперепада эти скорости достигают значений $M_{11}=c_{11}/a_1$ 1,5–1,7 и $M_{21}=w_2/a_2 \sim 1,7$ 2,0.

На рис. 6.10 показано изменение по потоку пара основных характеристик ступеней многоступенчатых турбин. Кривые построены для различных турбин. Рисунок 6.10, а относится к турбине К-50-8,8 конденсационной турбины мощностью N_0 50 МВт с начальными параметрами пара p_0 8,8 МПа, t_0 500°С. Турбина спроектирована одноступенчатой на $n=50$ 1/с с двухвальной регулирующей ступеню и плавной прочной частью, состоящей из 17 ступеней активного типа. Как видно из графика, объемный пропуск пара G от входа в турбину до выхода из нее сильно увеличивается, что определяет рост диаметров и высот лопаток.

Для двухвальной регулирующей ступени принят диаметр d 1,1 м, а для нерегулируемых ступеней средний диаметр возрастает по потоку от 0,95 до 2,0 м, т.е. приблизительно вдвое. Высота рабочих лопаток нерегулируемых ступеней увеличивается более чем в 20 раз, и, таким образом, верность ступеней l/d возрастает в 10 раз. В последней ступени $\Theta=3,0$. Такое увеличение верности требует соответствующего повышения реактивности на среднем диаметре p_{cp} . С учетом необходимой положительной реактивности в корневых сечениях p_0 всех ступеней реактивность на среднем диаметре меняется от $p_{cp}=0,09$ во второй ступени до $p_{cp}=0,63$ в последней ступени. В регулирующей ступени суммарная степень реактивности рабочих и поворотной решеток принята равной $\Sigma r=0,08$.

Изменение отношения скоростей $(u/c_\phi)_{cp}$ по ступеням определяется типом ступени и величиной p_{cp} . Для двухвальной регулирующей ступени выбрано $u/c_\phi=0,25$; для ступеней от второй до предпоследней в связи с ростом p_{cp} отношение скоростей u/c_ϕ возрастает от 0,48 до 0,65. Однако в последней ступени для увеличения теплоперепада, требуемого по условиям работы турбины при переменном режиме (см. § 7.4), отношение скоростей выбрано меньше оптимального и составляет $u/c_\phi=0,55$.

Таким образом, располагаемый теплоперепад ступеней H_0 (от параметров торможения) достигает наибольшего значения в регулирующей ступени. В первых нерегулируемых ступенях он не меняется по условиям унификации. В последующих ступенях H_0 растет вплоть до ступени № 16. В ступени № 17

по сравнению с предыдущей ступенью отношение скоростей выросло больше, чем средний диаметр, и теплоперепад понизился, в последней же ступени H_0 почти удвоился.

Относительный лопаточный КПД регулируемых ступеней возрастает по потоку пара до ступеней № 15 на счет снижения конечных потерь при увеличении высоты лопаток. В последующих ступенях сказывается влияние шероховатости ступеней и $\eta_{0,л}$ несколько ухудшается. В последней ступени, где потери с выходной скоростью $\Delta H_{в,с}$ весьма велики и составляют более четвертой части всего теплоперепада ступени H_0 , КПД оказывается самым низким.

Потери от утечек в трения диска $\xi_v + \xi_{тр} - \eta_{0,л} - \eta_{0,г}$ в регулируемых ступенях уменьшаются по потоку пара благодаря увеличению выходных площадей решеток F_r . В последних ступенях появляются потери от влажности.

В регулирующей ступени $\eta_{0,л}$ и $\eta_{0,г}$ существенно ниже, чем в последующих ступенях ($\eta_{0,г}$ снижается главным образом из-за парциального конденсата пара).

Аналогичные кривые для реактивной турбины мощностью 500 МВт при начальных параметрах пара $p_c = 16$ МПа, $t = 540^\circ \text{C}$ с промергетством до $t_{\text{пр}} = 550^\circ \text{C}$ представлены на рис. 6.10, б.

Турбина рассчитана на $n = 50$ 1/с и спроектирована с дроссельным парораспределением, т. е. не имеет отдельно выделенной регулирующей ступени, состоит из четырех цилиндров: однолопаточного ЦВД, двухлопаточного ЦСД и двух двухлопаточных ЦНД. Пар после ЦВД направляется на промежуточный перегрев.

Проточные части турбины спроектированы так, что корневой диаметр ступеней в ЦВД неизменен, в ЦСД возрастает по потоку пара, а в ЦНД первые ступени имеют постоянный $d_{0,л}$, далее $d_{0,л}$ несколько понижается. Верность последней ступи и характеризуется $\Theta = 2,7$.

Степень реактивности на среднем диаметре принята для всех ступеней, кроме последних трех, равной $r_p = 0,5$. В последних ступенях эта реактивность недостаточна для обеспечения положительной величины r_p и поэтому возрастает. Отношение скоростей u/c_0 , кроме последних трех ступеней, меняется очень мало, в ступенях № 34 и 35 отношение u/c_0 возрастает, а в последней ступени уменьшается для того, чтобы существенно увеличить теплоперепад этой ступени. Если в турбине активного типа К-50-8,5 располагаемый теплоперепад регулируемых ступеней от первой до последней менялся в 3 раза, то здесь это увеличение десятикратно, что связано с ростом диаметра ступеней в 3 раза. Такое увеличение диаметров характерно для многоступенчатых турбин и особенно велико в турбинах реактивного типа, где для увеличения высоты

лопаток первых ступеней диаметры в ЦВД относительно небольшие.

Экономичность ступеней характеризуется относительным лопаточным $\eta_{0,л}$ и относительным внутренним $\eta_{0,г}$. Относительный лопаточный КПД возрастает с увеличением высоты лопаток. Несколько ухудшается $\eta_{0,л}$ в последних ступенях ЦНД из-за большой шероховатости и крутого меридионального обвода. Потери от утечек в реактивных ступенях уменьшаются с увеличением высоты лопаток, в последних ступенях ЦНД добавляются потери от влажности.

Турбина насыщенного пара К-1000-5,9 на $n = 25$ 1/с при начальном давлении пара 5,88 МПа с промергетством до $t_{\text{пр}} = 250^\circ \text{C}$ спроектирована из пяти двухлопаточных цилиндров: ЦВД, ЦСД и трех ЦНД. Характеристики ступеней этой турбины представлены на рис. 6.10, в. В связи с низкими начальными параметрами пара несмотря на глубокий вакуум, перед последней ступенью ЦНД объемный пропуск пара больше, чем перед первой ступенью турбины, всего в 65 раз. Средний диаметр ступеней увеличивается в несколько раз.

Изменение шероховатости $1/\Theta$ и из-за этого изменение реактивности ступеней на среднем диаметре r_p хорошо видно из кривых на рис. 6.10, в. В связи с этим принято изменение отношения скоростей u/c_0 от 0,48 до 0,56. В последних ступенях ЦНД несмотря на большую величину r_p 0,65 отношение скоростей выбрано небольшим для увеличения теплоперепадов и сокращения тем самым числа ступеней в ЦНД.

Разница $\eta_{0,л} - \eta_{0,г}$ определяется главным образом потерями от влажности, а также учитывает потери от утечек и трения диска.

Аналогичные графики, показывающие изменение характеристик ступеней, представлены в § 6.6 как результат детального расчета турбины К-800-23,5 активного типа.

6.4. ПРИБЛИЖЕННАЯ ОЦЕНКА КПД ТУРБОАГРЕГАТА И ОТДЕЛЬНЫХ ОТСЕКОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

Для детального теплового расчета турбины, сравнения рассматриваемых вариантов и предварительного подсчета экономичности всей турбоустановки, а затем и электростанции в целом необходимо приблизительно оценить КПД турбоагрегата и нанести процесс расширения пара на h_s -диаграмму. Очевидно, что КПД как всей турбины, так и отдельных отсеков ее проточной части зависит от того, как спроектирована и изготовлена турбина. По разным причинам технико-экономического и технологического характера, требованиям

экономичности при переменном режиме работы, аэродинамической обработке ступеней и других элементов экономичность турбины при тех же исходных данных может быть различной.

Ниже приводятся некоторые усредненные характеристики в предположении, что проточная часть турбины проектируется, исходя, как правило, из условий максимальной экономичности при заданном режиме работы.

Построение процесса расширения пара в турбине в h_s -диаграмме предполагает, что известны заранее или выбраны следующие параметры установки и турбоагрегата: начальные параметры пара p_0 и t_0 (x_0), параметры промежуточного перегрева $p_{\text{пр}}$, $t_{\text{пр}}$ и его тип (для турбин АЭС), разделительное давление $p_{\text{р.д.}}$, при котором производится сепарация в турбинах АЭС, и эффективность сепарации, т. е. сухость пара на выходе из сепаратора j_2 , конечное давление p_2 или p_k , температура питательной воды $t_{\text{п.в.}}$ и число отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды z_p . Известны номинальная электрическая мощность турбины N_e , частота вращения ротора агрегата n , число цилиндров и число потоков в каждом из них, а также давление пара между ними. Для конденсационных турбин также должны быть заданы или выбраны размеры последней ступени d_2 и l_2 .

Известны тип парораспределения и основные его характеристики, в случае соплового парораспределения — тип регулирующей ступени, диаметр ее и располагаемый теплонеприем $II_{\text{в.ст.}}$ (или отношение скоростей $u/c_{\text{ф}}$).

Предварительный расчет начинается с грубой оценки расхода пара через турбину и конденсатор. Для этого надо воспользоваться формулами из § 1.3, 1.5 и 6.2.

Сначала по (1.2) подсчитывается КПД цикла без регенерации η_i или по (1.19) — цикла с промежуточным $\eta_i^{\text{пр}}$. Затем определяется КПД цикла при бесконечном числе отборов пара для регенеративного подогрева и отсутствии потерь в турбине $\eta_{\text{пр}}$ по (1.34) или $\eta_{\text{пр}}^{\text{в.к.}}$ по (1.35).

После этого по формулам (1.36) или (1.37) подсчитывается выигрыш экономичности за счет такой идеальной регенерации. Графики на рис. 1.25 позволяют найти относительный выигрыш ξ_p или $\xi_p^{\text{пр}}$ при конечном числе отборов пара.

Абсолютный внутренний КПД турбоустановки без регенеративного подогрева определяется по формуле (1.6).

$$\eta_i = \frac{(h_0 - h_{\text{ст}}) \eta_{\text{ст}}}{h_0 - h_k'} \quad (6.30)$$

или по (1.20)

$$\eta_i^{\text{пр}} = \frac{(h_0 - h_{\text{ст}}) \eta_{\text{ст}} + (h_{\text{пр}} - h_{\text{ст}}) \eta_{\text{ст}}^{\text{пр}}}{(h_0 - h_{\text{ст}}) \eta_{\text{ст}} + (h_{\text{пр}} - h_k') \eta_{\text{ст}}^{\text{пр}}} \quad (6.31)$$

Здесь для предварительного определения расхода пара (а не КПД установки) обычно можно принять $\eta_{\text{ст}}^{\text{пр}} = \eta_{\text{ст}}^{\text{в.к.}} = \eta_{\text{ст}}^{\text{в.к.}} \cdot 0,85$. Тогда абсолютный внутренний КПД определяется из выражения

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_i (1 + \xi_p) \quad (6.32)$$

Приведенный используемый теплонеприем турбины, учитывая уменьшение расхода пара по ступеням из-за отборов в предположении, что все отборы производятся после промежуточного перегрева, найдется из формулы

$$II_{\text{т}}^{\text{т}} \eta_{\text{пр}} [(h_0 - h_{\text{ст}}) + (h_{\text{пр}} - h_{\text{ст}})], \quad (6.33)$$

где $h_{\text{ст}} = h_0 - (h_0 - h_{\text{ст}}) \eta_{\text{ст}}^{\text{пр}}$.

После этого несложно по (1.38) определить расход пара через турбину (без учета протечек через концевые уплотнения)

$$G_{\text{т}} = \frac{N_e}{II_{\text{т}}^{\text{т}} \eta_{\text{пр}}}, \quad (6.34)$$

и по (6.10) — расход пара в конденсатор (или последнюю ступень)

$$G_{\text{к}} = (h_k - h_k') \eta_{\text{к}} \eta_{\text{ст}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{пр}}} - 1 \right), \quad (6.35)$$

где $h_k - h_k'$ можно найти по давлению p_k и $\eta_{\text{к}}^{\text{в.к.}}$ 0,85.

Более грубо разность энтальпий можно принять равной $h_k - h_k' \approx 2250$ кДж/кг.

Механический КПД $\eta_m = 1 - \Delta N_{\text{м}}/N_e$ принимается по рис. 6.11. При заданной мощности агрегата он зависит от числа подшипников и их конструкции, частоты вращения и других конструктивных факторов.

В последнее время в ряде крупных паровых турбин нашли применение сегментные опорные подшипники (см., например, рис. 10.13 и 10.22), в которых потери мощности часто меньше, чем в подшипниках с обычной баббитовой заливкой. Следовательно, выше будет и механический КПД.

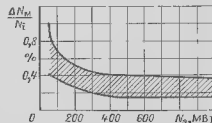
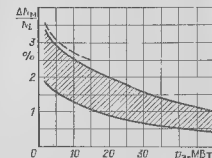


Рис. 6.11 Механические потери в турбоагрегате

Таблица 6.3 Коэффициент по изному действию электрогенераторов

N_g , МВт	4	6	12	25	50	100
n , 1/с	50	50	50	50	50	50
η_b , %	96,2	96,4	97,0	97,4	97,6	98,5
					98,7	98,7

Для электрических генераторов, изготавливаемых отечественными заводами, η_b , при номинальном режиме принимается согласно табл. 6.3.

Для предварительного построения процесса протекания пара в h_s s-диаграмме необходимо оценить потери давления вне проточной части, ЦВД регулирующей ступени, остальных ступеней ЦВД, ступеней ЦСД и ЦНД и потери с выходной скоростью последней ступени.

1. Потери давления вне проточной части турбины.

а) в паровпускных органах (от состояния пара перед стопорным клапаном до входа в первую ступень турбины)

$$\Delta p_0/p_0 = 0,02 \div 0,05, \quad (6.36)$$

б) в перепускном ресивере между ЦВД и ЦСД (или ЦНД), т.е. от состояния пара на выходе из последней ступени ЦВД до входа в первую ступень ЦСД (или ЦНД)

при отсутствии промпрегрева, сепарации, регулирующих и отсечных клапанов

$$\Delta p_{рс}/p_{рс} = 0,02; \quad (6.37)$$

при промпрегреве в котле

$$\Delta p_{сеп}/p_{сеп} = 0,10; \quad (6.38)$$

при внешнем сепараторе дивортного типа

$$\Delta p_{сеп}/p_{вх-д} = 0,04 \text{ (если } p_{вх-д} > 1 \text{ МПа)}$$

или

$$\Delta p_{сеп}/p_{вх-д} = 0,06 \text{ (если } p_{вх-д} < 0,2 \text{ МПа)}, \quad (6.39)$$

с уменьшением раздельного давления $p_{вх-д}$ увеличивается объем пара, проходящего через сепаратор, и поэтому для сокращения габаритов и металлоемкости сепаратора приходится допускать большие скорости пара и тем самым большие потери давления.

при комбинированном сепараторе перегревателе и $p_{вх-д} > 1$ МПа, если промпрегрев производится только паром начальных параметров,

$$\Delta p_{сеп}/p_{вх-д} \rightarrow 0,055; \quad (6.40)$$

	300	500	500	800	1000	1000	1200
	50	50	25	50	50	25	50
	98,8	98,8	98,8	98,8	98,8	98,8	98,8

если в нем перегрев производится отборным паром, а вторая ступень перегрева (паром начальных параметров) осуществляется в дополнительном перегревателе,

$$\Delta p_{сеп}/p_{вх-д} = 0,065 \quad (6.40a)$$

Дополнительные потери давления в отсежном клапане перед ЦНД (или ЦСД)

$$\Delta p_{кл}/p_{вх-д} = 0,015 \div 0,04, \quad (6.41)$$

Потери давления в выходном патрубке, в том числе в трубке конденсационной турбины,

$$\Delta p_2/p_2 = \Delta p_2/p_n = 0 \quad (6.42)$$

Все эти величины могут быть уточнены при известных конструкциях и размерах клапанов, ресиверов, патрубков, сепараторов, перегревателей и т.п.

2. Экономичность регулирующей ступени при частоте вращения $n = 50$ 1/с и работе перегретым паром¹ определяется главным образом площадью сопловой решетки, практически пропорциональной Gv_0 , и отношением скоростей u/c_ϕ и может быть оценена по формулам

для одноступенчатой регулирующей ступени

$$(\eta_{01})^{p \cdot c} = k_{01}^1 \left(0,830 - \frac{0,15}{Gv_0} \right); \quad (6.43)$$

для двухступенчатой ступени

$$(\eta_{01})^{p \cdot c} = k_{01}^1 \left(0,80 - \frac{0,15}{Gv_0} \right), \quad (6.43a)$$

где G в кг/с; g в м³/кг; коэффициент

$$k_{01}^1 = 4,47 (u/c_\phi) - 5,4 (u/c_\phi)^2 + 0,9 (u/c_\phi)^3; \quad (6.44)$$

$$k_{01}^1 = 8,75 (u/c_\phi) - 20,7 (u/c_\phi)^2 + 6,5 (u/c_\phi)^3. \quad (6.44a)$$

3. Экономичность группы нерегулируемых ступеней ЦВД (а при дроссельном парораспределении всех

¹ Во всех приводимых ниже формулах этого параграфа при дублировании потоков G и Q относится к одному потоку

ступеней ЧВД), а также отдельных отсеков ступеней при выделении групп с полной потерей выходной скорости последней ступени отсека (при скачкообразном изменении диаметра, встречных потоках в ЧВД см., например, ЦВД турбины К-300-2.35 ЛМЗ, рис. 10.8) и ступеней ЦСД определяется главным образом средним объемным пропуском пара $G_{cr,cr}$ и располагаемым теплоперепадом группы ступеней $H_{гр}^p$, от которого зависит коэффициент возврата теплоты и относительная доля потерь с выходной скоростью последней ступени группы. При $n=50$ 1/с КПД оценивается по формуле

$$\eta_{01}^p = \left(0,920 - \frac{0,7}{G_{cr,cr}} \right) \left(1 + \frac{H_{гр}^p}{2 \cdot 10^4} \right) k_{кр} \quad (6.45)$$

Здесь

$$k_{кр} = 1 - 0,8 \left(1 - \gamma_{кр,1} \right) \frac{1 + \gamma_{кр,1}}{2} \frac{H_{гр}^p}{H_{гр}^p} \quad (6.46)$$

$G_{cr} = 0,5 (G_1 + G_2)$, кг/с, средний расход пара через группу ступеней, $v_{cr} = \sqrt{v_{0,cr}}$, м³/кг, при G_0 и v_{cr} удельных объемах пара соответственно перед и за группой ступеней, $H_{гр}^p$, кДж/кг, располагаемый теплоперепад группы ступеней, коэффициент $\gamma_{кр,1}$ учитывает эффективность влагоудаления для обычного эриферийного влагоудаления без регенеративных отборов $\gamma_{кр,1} = -0,02$, в ином случае $\gamma_{кр,1} = 0,1$, если к тому же применена совершенная система циркуляционной сепарации влаги, то $\gamma_{кр,1} = 0,15$.

4. Экономичность проточной части низкого давления при работе перегретым паром зависит от располагаемого теплоперепада $H_{гр}^p$ и потерь с выходной скоростью

$$\Delta H_{в,с} = \frac{10^{-3}}{2} \left(\frac{G_{cr}}{\Omega} \right)^2 \left(1 + \frac{0,1}{\Theta_{cr}} \right) \quad (6.47)$$

Эти потери в свою очередь определяются минимальной величиной $\Delta H_{в,с}^{min}$, подчитываемой по осевой площади рабочих лопаток последней ступени $\Omega = \pi d_2 l_2$, и увеличением потерь за счет неравномерного распределения скорости c_2 и угла α_2 по высоте ступени, главным образом зависящего от всерисности ступени 1/Θ.

Для $n=50$ 1/с КПД оценивается по формуле

$$\eta_{01}^{p,н} - \eta_{01}^p \xi_{в,с} = -0,870 \left(1 + \frac{H_{гр}^p}{10 \cdot 000} \right) k_{кр} \frac{\Delta H_{в,с}}{H_{гр}^p} \frac{G}{G_{01}^p} \quad (6.48)$$

где $H_{гр}^p$ и $\Delta H_{в,с}$ в кДж/кг, G в кг/с; $k_{кр}$ принимается по формуле (6.46)

При частоте вращения $n=25$ 1/с можно оценить КПД проточной части для ЦВД ниже на 0,2%, для ЦСД тем же, а для ЦНД (без учета потерь с выходной скоростью, т.е. η_{01}^p) выше на 1,0%.

5. Для однопоточной конденсационной турбины КПД перегружаемых ступеней находится по формуле

$$\eta_{01}^{пер} = \eta_{01}^{ст} - \xi_{в,с} = \left(0,915 - \frac{0,3}{G_{01}^p} \right) \left(1 + \frac{H_{гр}^p}{25 \cdot 000} \right) k_{кр} - \frac{\Delta H_{в,с}}{H_{гр}^p} \frac{G}{G_{01}^p} \quad (6.49)$$

здесь G_{01}^p , м³/с, - объемный пропуск пара через первую перегружаемую ступень.

Пример предварительной оценки КПД и построения процесса расширения пара рассматривается в § 6.6, а для влажнопаровой турбины - в [48].

После оценки КПД по отдельным частям и элементам турбины можно уточнить КПД всей турбоустановки и расход пара через нее для заданной мощности. Для этого следует воспользоваться формулами, приведенными в начале этого параграфа.

Уточнение следует проводить при определении по формулам (6.30) и (6.31), куда подставляются значения относительных внутренних ρ_{01} из h_s -диаграммы с учетом потерь давления в трактах. На основе уточненного значения $\eta_{гр}$ корректируется расход пара G_1 .

При оценке экономичности всей турбоустановки, при сравнении различных вариантов, подборе оборудования и т.д. следует учитывать протечки через концевые уплотнения, через шток клапанов, а также добавка пара для паровоздушных эжекторов, расход энергии на собственные нужды, расход пара на перегрев в СПП турбин АЭС и т.п.

6.5. ВЫБОР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ, ЧИСЛА ВАЛОВ И ЦИЛИНДРОВ ТУРБИНЫ

Выбор частоты вращения, числа валов и цилиндров турбины является определяющим для последующего детального проектирования агрегата и решающим образом влияет на надежность работы турбины и ее технико-экономические показатели. Перечисленные характеристики агрегата взаимосвязаны и поэтому рассматриваются комплексно.

При заданной частоте электрической сети 50 Гц и непосредственном приводе электрического генератора частота вращения ротора турбоагрегата равна $n=50$ 1/с (двухполюсный генератор) или $n=25$ 1/с (четыреполюсный генератор). При

(правда, редко встречающемся) соединении турбины с генератором через редуктор частота вращения турбины может быть выбрана произвольно.

В широком диапазоне выбирается частота вращения турбин, служащих для привода насосов, компрессоров, эксгаузеров, вентиляторов и других машин. Выбор частоты вращения в этом случае определяется многими факторами, в первую очередь характеристиками приводимых машин. Также широки возможности выбора частоты вращения судовых и иных транспортных турбин.

Следует отметить, что для турбин, предназначенных для привода электрического генератора, частота вращения является величиной неизменной. Во то же время для приводных машин и в транспортных установках существенное изменение частоты вращения является нормальным режимом работы и должно учитываться при проектировании прочной части, системы парораспределения, оценке надежности и т.д. Для таких турбин обычно задана зависимость $N_e = f(n)$.

Некоторые особенности расчета переменного режима работы ступеней и группы ступеней при переменной частоте вращения рассмотрены в § 7.1, 7.3 и 7.5. С учетом переменного режима всех ступеней турбины (а не только нескольких ступеней, как при $n = \text{const}$) следует выбирать отношения скоростей $u/c_{\text{пр}}$, степень реактивности ρ , профили и т.д.

Проверка надежности также должна проводиться с учетом переменной частоты вращения. В частности, следует помнить, что при работе турбины в широком диапазоне изменения частоты вращения в подавляющем большинстве случаев некоторые рабочие лопатки не удаётся отстроить от резонанса. Поэтому обычно собственные частоты лопаток выбираются настолько большими, чтобы этот резонанс был достаточно высокой кратности (как правило, выше 6—8-й и в особых предельных случаях не ниже 4-й кратности), что позволяет уменьшить опасность поломок. Кроме того, уменьшаются допускаемые напряжения из-за изгиба $\sigma_{\text{изг}}^{\text{доп}}$. Это приводит к тому, что по сравнению с турбинами, проектируемыми для работы на $n = \text{const}$, рабочие лопатки турбин с $n = \text{var}$ выполняются большей ширины (хорды), с большим числом связей и т.п. (см., например, рис. 10.45, 10.46). Все это, естественно, ведет к некоторому дополнительному снижению экономичности турбины. Собственная частота ротора $n_{\text{р}}$ должна находиться вне рабочего диапазона частот вращения.

Для турбины, проектируемой на $n = \text{var}$, выбирается некоторая номинальная частота вращения, обычно соответствующая номинальной мощности и номинальным параметрам. Основной расчет установки и собственно турбины выполняется при этой частоте вращения.

Увеличение номинальной частоты вращения может привести к повышению КПД турбины небольшой мощности. Это повышение экономичности связано с тем, что при одном и том же числе ступеней и, таким образом, при той же окружной скорости в регулирующей и первых нерегулирующих ступенях уменьшается диаметр ступеней и, следовательно, при неизменной выходной площади решеток F_1 и F_2 соответственно увеличиваются высоты лопаток l_1 и l_2 и (или) степень парциальности ϵ . Первое позволяет уменьшить концевые потери в решетках и тем самым повысить относительный лопаточный $\eta_{\text{л}}$, второе снижает потери, связанные с частичным подводом пара, $\xi_{\text{чпв}}$. Если при переходе на повышенную частоту вращения в первых нерегулируемых ступенях удастся перейти от частичного ($\epsilon < 1$) к полному ($\epsilon = 1$) подводу пара, то $\xi_{\text{чпв}} = 0$, обычно при этом можно уменьшить хорду рабочих лопаток.

С увеличением частоты вращения сокращаются также потери от трения диска, согласно формуле (4.5) пропорциональные d^2 , и потери от утечек в ступени, поскольку уменьшение диаметра ступени и диаметра уплотнений позволяет установить меньшие радиальные зазоры.

В турбинах повышенной частоты вращения концевые уплотнения обычно также имеют меньший диаметр и, следовательно, меньшие зазоры, что заметно снижает утечку пара. Во то же время усложняются условия проектирования последних ступеней конденсационных турбин, что влечет ухудшение их экономичности.

Турбина для привода электрического генератора конструируется с редукторной передачей и, следовательно, с $n > 50$ 1/с только при небольшой мощности. Это объясняется следующими причинами: увеличением напряжений от растягивающих центробежными силами в последних лопатках турбины и вследствие этого уменьшением предельной мощности уплотнительной турбины A_1^* . Согласно (6.15) эта мощность обратно пропорциональна квадрату частоты вращения. Если как было показано в § 6.2 при $n = 50$ 1/с предельная мощность составляет $A_1^* = 50 \dots 150$ МВт, то при $n = 100$ 1/с она уменьшится до $A_1^* = 12 \dots 35$ МВт.

Турбинами изготовления качественного ротора очень большой мощности, большими его размерами и тем самым удорожанием всего агрегата сокращением выхлопа в экономичности в части высокого давления с увеличением мощности турбины это объясняется большими высотами лопаток, по ним подводом пара в нерегулируемых ступенях, относительно малой утечкой через концевое уплотнение. Строго говоря, то изменение экономичности определяется не мощностью турбины, а объемом протекшего пара $G_{\text{пр}}$, зависящим также и от диаметров параметров ρ_0 и l_0 .

В последних ступенях чем больше мощность турбины тем обычно меньше величина d/l и больше напряжения в их лопатках. Поэтому если

повышение частоты вращения приводит к снижению экономичности последних с.у.мелей, то при большой мощности это снижение становится настолько значительным, что имеет компенсировать выигрыш в КПД части высокого давления и даже превысить его.

В связи с этим переход на частоту вращения больше 50 1/с, требующий редукторной связи с электрическим генератором, производится, как правило, при мощностях конденсационных турбин средних параметров $\lambda < 4$ МВт, а для турбин с противодавлением из-за увеличенных расходов пара при еще меньших мощностях.

Очевидно, что при переходе на редукторную связь имеет смысл существенно повысить частоту вращения турбины по сравнению с $n = 50$ 1/с. Поэтому такие турбины создавались на $n = 83,3$ 1/с и $n = 100$ 1/с и даже на еще большую частоту вращения. В настоящее время энергетические, для привода электрогенератора паровые турбины с редукторной передачей не изготавливаются.

Для турбин крупной мощности перед конструкторами турбоагрегата может возникнуть другая альтернатива: выбор частоты вращения 50 1/с или 25 1/с. Рассмотрим эту альтернативу с нескольких точек зрения: тепловой экономичности, стоимости и т.д. Главная причина перехода на тихоходные турбоагрегаты связана с надежностью последней ступени, ее экономичностью и вообще экономичностью части низкого давления.

Для ЦНД уменьшение частоты вращения вдвое позволяет существенно увеличить кольцевую площадь последней ступени $\Omega = \pi d_2 l_2$. Так, если при той же верности высоту лопатки увеличить вдвое, то кольцевая площадь Ω при том же $s_{\text{расп}}$ возрастет в 4 раза. Если вдвое увеличить все линейные размеры ступени (хорды профилей, зазоры и т.д.), то при одновременинном увеличении расхода пара вчетверо КПД ступени (не считая потерь от влажности, влияния числа Рейнольдса и относительной шероховатости поверхностей) останется тем же. Не изменяя напряжения в лопатках, а также относительная остроты от резонанса той же кратности (в процентах $kn_{\text{ср}}$). В этом случае число потоков ЦНД уменьшится также вчетверо (и соответственно сократится число цилиндров низкого давления). Если при удвоении размеров ступени число потоков i сократить, не в 4, а, скажем, в 2 или 3 раза или оставить тем же, то возрастет суммарная площадь последних ступеней Ω и уменьшатся потери с выходной скоростью $\Delta H_{\text{в.с.}}$. При том же числе потоков минимальные усредненные потери с выходной скоростью

$$\Delta H_{\text{в.с.}}^{\text{мин}} = \frac{1}{2} \left(\frac{G_{\text{в.с.}}}{\Omega} \right)^2. \quad (6.50)$$

Обычно в тихоходных турбинах (при частоте сети 50 Гц на $n = 25$ 1/с) такого двойного увеличения высоты лопаток не

делают, однако площадь Ω при этом все же настолько возрастает, что одновременно и сокращается число потоков в ЦНД и уменьшаются выходные потери $\Delta H_{\text{в.с.}}$, а также аэродинамически более благоприятными оказываются решетки последней ступени, следовательно, тем самым снижаются потери при их обтекании.

Высокий КПД последней ступени (без учета расчетной потери с выходной скоростью) определяется главным образом (см. § 3.5) тремя факторами: верностью ступени $1/\phi$, напряжениями в рабочей лопатке и максимальными скоростями потока.

При переходе к половинной частоте вращения увеличение высоты лопатки менее чем вдвое позволяет уменьшить верность ступени, т.е. увеличить ϕ . При этом уменьшается разница между реальными $\Delta H_{\text{в.с.}}$ и ее минимальными

$$\Delta H_{\text{в.с.}}^{\text{мин}} = 0,5 \left(\frac{G_{\text{в.с.}}}{\Omega} \right)^2, \text{ улучшается обтекание решеток, снижается}$$

разница в числах M между периферийными и корневыми сечениями решеток и обычно сокращаются максимальные значения чисел M в ступени.

При проектировании ступеней предельных размеров трудно обеспечить аэродинамическое совершенство решеток и тем самым высокий $\eta_{\text{ср}}^{**}$. Увеличение ϕ и уменьшение напряжений существенно облегчают аэродинамическое профилирование, позволяют сохранить по высоте оптимальный шаг $l_{\text{опт}}$, варьировать форму профиля для создания высокоэффективной решетки. Чем больше ϕ , тем легче обеспечить безотрывное в радиальном направлении обтекание рабочей и сопловой решеток, что особенно важно при переменных режимах работы, присущих этим ступеням (см. § 7.4), и благодаря этому повысить экономичность и надежность ступени. Все это, не говоря о снижении $\Delta H_{\text{в.с.}}^{\text{мин}}$, повышает КПД последней ступени, а также других ступеней ЦНД.

Дополнительные возможности повышения КПД цилиндра низкого давления связаны с более плавным очертанием проточной части из-за меньших теплоперепадов ступеней и, следовательно, меньшей разницей высот лопаток соседних ступеней. Кроме того, увеличение ϕ при той же корневой реактивности $R_{\text{к}}$ согласно (3.70) ведет к меньшей реактивности на периферии $R_{\text{п}}$ и тем самым к меньшим потерям от утечек пара над лопатками. Обычно считают, что даже без учета уменьшенных потерь с выходной скоростью $\Delta H_{\text{в.с.}}^{\text{мин}}$ для части низкого давления КПД на 0,5–1,5% выше в тихоходном варианте. Однако в тихоходных ЦНД могут несколько возрасти потери (или ухудшится восстановление давления) в выходном патрубке. Это объясняется тем, что при столь больших размерах последних ступеней конструктивно труднее сохранить опти-

мальные соотношения размеров последней ступени, патрубка и входа в конденсатор.

С уменьшением частоты вращения экономичность в ЦВД может несколько снизиться. Это объясняется главным образом увеличением концевых потерь в решетках из-за меньших высот лопаток и роста утечек в уплотнениях, в том числе в концевых. Это снижение КПД связано с тем, что в тихоходной турбине существенно больше диаметры ступеней, и диаметры концевых и диафрагменных уплотнений. Практически пропорционально диаметрам выбираются и зазоры в уплотнениях.

Опыт изготовления тихоходных турбин показал, что имеются определенные трудности изготовления последних лопаток с цельнофрезерованным баббеджом. Другие же формы баббеджа и соединения его с лопаткой обычно ведут к некоторому снижению эффективности обтекания периферийной зоны. В то же время отметим, что по некоторым, пока еще, правда, недостаточным полным и детальным опытам в тихоходных турбинах оказываются несколько меньше и потери от влажностности.

В турбинах высоких начальных параметров даже при мощностях N_1 1000–1500 МВт снижение экономичности тихоходных ЦВД может быть настолько значительным, что с учетом большой относительной мощности ЦВД при переходе к тихоходному варианту КПД всей турбины практически не возрастает.

Иное дело в турбинах насыщенного пара для АЭС. Здесь при $n = 50$ 1/с турбина мощностью 500 МВт выполняется двухпоточной, начиная с первой ступени высокого давления (см., например, турбину К-550-6,4 ХГЗ на $n = 50$ 1/с, рис. 10.26). Следует учесть, что в конструкции с двухпоточным ЦВД переднее концевое уплотнение отсутствует.

В то же время в турбинах насыщенного пара доля ЦВД в общем балансе мощности турбины весьма велика и составляет обычно 40–65%. Потери же с выходной скоростью в этих турбинах из-за уменьшенного по сравнению с турбинами на высокие начальные параметры пара располагаемого теплоснабжения H_0 относительно выше, и уменьшение их в тихоходном варианте играет большую роль в оценке КПД всей турбины.

Как указывалось в § 1.6, турбины насыщенного пара АЭС всегда выполняются с промежуточной внешней сепарацией, обычно и с промежуточным исчерпанием пара. Наивысший КПД всей установки достигается при довольно высоком раздельном давлении $p_{\text{раз}}^*$ (см. рис. 1.32).

В высокооборотных турбинах в отличие от тихоходных все всегда удается по условиям надежности и унификации (использования ЦВД, применяемых в турбинах ТЭС) иметь раздельное давление на уровне термодинамически оптимального.

Анализируя экономичность всей турбинной установки, отметим, что дополнительные потери, которые могут иметь место в ЦВД, частично компенсируются из-за возврата теплоты (см. § 5.1) и сокращения затрат теплоты в промежуточном перегревателе. Повышение же КПД части низкого давления реализуется полностью.

В турбинах насыщенного пара уменьшение вдвое частоты вращения повышает экономичность установки, начиная примерно с мощности 500–800 МВт. Надежность тихоходных турбин в большинстве элементов оказывается выше.

Поскольку при переходе к тихоходному варианту окружная скорость на периферии последних лопаток уменьшается (см., например, табл. 6.2), следует ожидать меньшей эрозии лопаток, что подтверждается опытом эксплуатации турбин АЭС (см. § 5.2).

Благоприятно на надежности турбин сказывается уменьшение числа цилиндров в тихоходном варианте в связи с сокращением числа ЦВД. Меньшее число цилиндров означает большую надежность валопровода — системы роторов агрегата. Чем больше число элементов валопровода, тем более густой спектр собственных частот он имеет, тем труднее (с учетом неизбежной податливости опор и упругости масляной пленки в подшипниках) обеспечить требуемый запас между частотой вращения турбины и одной из собственных частот ротора. Кроме того, большее число опор и соединений роторов также снижает надежность агрегата.

Для динамической надежности агрегата безразличны моменты инерции валопровода, которые из-за больших радиальных размеров выше в тихоходной турбине. При этом увеличивается время разгона турбины после сброса нагрузки с отключением генератора от сети. Особенно это важно для турбин насыщенного пара, где из-за испарения и вскипания атаки, а также большого объема графта сенсаторов перегревателя опасность такого разгона довольно велика (см. § 10.3). Для турбин АЭС выбор турбины после прекращения доступа пара в нее в ряде случаев используется для обеспечения надежности реактора. В тихоходных турбинах это время выбега больше.

В то же время следует отметить, что в турбинах высоких параметров увеличение размеров корпусов высокого давления, присутствие тихоходных машин, требует заметного увеличения толщины корпуса. Кроме того, неблагоприятно возрастают в ЦВД размеры фланцев.

Опыт эксплуатации турбин насыщенного пара на электростанциях мощностью до 1 млн. кВт при $n = 50$ 1/с и до 1,35 млн. кВт при $n = 25$ и 30 1/с показал довольно высокую их надежность. Неполадки и отказы в работе турбин насыщенного

пара, судя по этому опыту эксплуатации, как правило оказались не связанными с частотой вращения агрегата.

Стоимость турбины существенно зависит от частоты вращения. Из-за увеличения массы роторов и корпусов тихоходной турбины стоимость ее, несмотря на сокращение числа цилиндров, обычно выше. Даже в турбинах насыщенного пара, где переход от $n=50$ 1/с к $n=25$ 1/с означает для турбины $N_e=500-1000$ МВт уменьшение числа всех цилиндров с 4-5 до 3-4, общая масса турбины все же заметно увеличивается.

Технико-экономические расчеты показывают, что для турбин высоких параметров пара, где возможных выигрыш в экономичности существенно ниже, чем в турбинах насыщенного пара, а увеличение стоимости значительно, тихоходные конструкции нецелесообразны.

В настоящее время такие турбины не выпускает ни одна фирма в мире. В то же время для энергетики США рядом фирм выполнены предварительные проработки турбин сверхкритического начального давления мощностью 1600-2000 МВт как в быстроходном, так и в тихоходном варианте. Необходимо учитывать, что в связи с частотой 60 Гц электрической сети в США переход к низк оборотным турбинам при прочих равных условиях нецелесообразнее при меньших мощностях, чем при частоте сети 50 Гц.

В настоящее время турбины АЭС мощностью 800-1000 МВт строятся как быстроходными, так и тихоходными (в США, Японии и Франции все турбины насыщенного пара выполняются тихоходными). Турбины большой мощности (более 1000 МВт) для АЭС, как правило, проектируются тихоходными для привода четырехполосного генератора. В то же время работают на АЭС быстроходные турбины К-1000-5,9 ЛМЗ; спроектированы агрегат и большей мощности [57].

При выборе частоты вращения для агрегатов АЭС следует учитывать полные технико-экономические показатели, в том числе стоимость электрического генератора и строительной части, характеристики надежности, возможность и опыт изготовления деталей больших габаритов, трудности перевозки негабаритных грузов, а также унификацию с другими турбинами. Последнее относится и к унификации с проектируемыми агрегатами еще больших мощностей.

Таким образом, переход на тихоходную турбину АЭС целесообразен начиная с какой-то мощности $N_{пер}$. Эта переходная мощность зависит от многих факторов, ее значение повышается с ростом начальных параметров, с ухудшением рабочего вакуума, с уменьшением стоимости топлива.

Примеры тихоходных турбин см. на рис 10-28-10-30.

Мощные турбины могут выполняться как одновальными, так и двухвальными. Двухвальные агрегаты представляют

собой многоцилиндровую турбину с двумя электрическими генераторами, несколько цилиндров которой связано с одним, а остальные с другим генератором. Подвод пара в турбину один, разделение потоков пара между валами, число цилиндров могут быть различными.

В настоящее время двухвальные турбины устанавливаются в основном на электростанциях США при частоте сети 60 Гц. Такими агрегатами являются, в частности, турбины мощностью $N_e=1300$ МВт на сверхкритических параметрах пара. Турбины спроектированы и изготовлены швейцарской фирмой «Броун Бовери», оба вала быстроходные ($n=60$ 1/с) первый состоит из ЦВД и двух ЦНД, второй из ЦСД и двух ЦНД. Хотя наличие четырех двухпоточных ЦНД позволяет высокоэффективно использовать весьма глубокий вакуум, при относительно большой длине последних лопаток эти турбоагрегаты проектировались на довольно высокое конечное давление ($p_k=6,8-8,5$ кПа) и лишь последняя модификация рассчитана на $p_k=5,2$ кПа. Конструктивная схема турбины показана на рис. 6.12, а.

Первая модификация паровой турбины К-800-23,5-1 ЛМЗ также была выполнена двухвальной, оба вала на $n=50$ 1/с (схема турбины с четырьмя двухпоточными ЦНД представлена на рис. 6.12, б). При давлении свежего пара $p_0=23,5$ МПа конечное давление (равное у первого и второго валов) составляет 2,9 и 3,7 кПа. В настоящее время в Японии фирмами «Мицубиси» и «Хитачи» выпускаются двухвальные агрегаты сверхкритического давления, на первом валу на $n=60$ или 50 1/с располагаются два цилиндра высокого и среднего давления, на втором валу на $n=30$ или 25 1/с два двухпоточных ЦНД (см. рис 6.12, в). Мощность турбин 1000-1100 МВт. Такая конструкция позволяет уменьшить число ЦНД

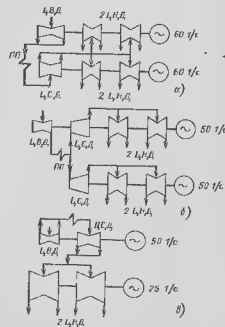


Рис. 6.12 Схемы находящихся в эксплуатации двухвальных турбин: а) К-1300-3,5 фирмы АББ; б) К-1000-5,9 ЛМЗ; в) К-800-23,5 ЛМЗ; г) «Мицубиси»

Применение двухвалных турбин вызвано главным образом двумя причинами: во-первых, невозможностью в момент создания агрегата изготовления электрического генератора столь большой мощности, во-вторых — техническими трудностями создания, монтажа и эксплуатации агрегата с большим числом цилиндров и большой длины. Сегодня подавляющее количество турбин большой мощности состоит из четырех или максимум пяти цилиндров. К последним, в частности, относятся турбины для АЭС К-750-6,4/50 ХТЗ мощностью до 810 МВт (рис. 10.27), К-1000-5,9/25-1 мощностью 1000 МВт, турбины для ТЭС К-800-23,5-5 ЛМЗ и К-1200-23,5 (рис. 10.13), для АЭС К-1000-5,9/50 ЛМЗ (рис. 10.32). Причины ограничения числа цилиндров на одном валу рассмотрены ниже.

Экономичность двухвального агрегата по сравнению с экономичностью одновального при том же числе цилиндров. Если в двухвальном варианте имеется возможность установки еще одного ЦНД, то экономичность такой турбины будет, естественно, выше, главным образом из-за уменьшения выходных потерь.

Особенно существенно возрастает экономичность двухвального агрегата высоких начальных параметров пара, если первый вал с ЦВД и соответственно с относительно небольшими проходными сечениями решеток первых двух ступеней выполнить быстроходным, а ЦНД с большими объемами пропусками пара в конденсатор расположить на тихоходном валу.

Создание высокоэкономичного, рассчитанного на глубокий вакуум, одновального быстроходного, большой мощности турбоагрегата высоких начальных параметров является грудой научно-технической задачей. Поэтому такой агрегат К-1200-23,5, разработанный ЛМЗ и длительное время успешно эксплуатируемый на Костромской ГРЭС (см. рис. 10.13), максимальной мощностью до 1400 МВт на $n=50$ 1/с при начальном давлении $p_0=23,5$ МПа и давлении в конденсаторе $p_k=3,4$ кПа является большим успехом отечественного паротурбостроения, пока в мире не превзойденным за рубежом. Отметим, что также уникальным является быстроходный электрогенератор этого агрегата, созданный на заводе «Электросила».

Стоимость двухвального агрегата выше, главным образом, за счет второго генератора. Однако и стоимость собственно турбины оказывается также выше. Если сравнивать две турбины К-800-23,5 ЛМЗ на одинаковые параметры пара, выполненные в двухвальном и одновальном вариантах, то двухвальная турбина, состоящая из шести цилиндров, имеет массу больше пятицилиндровой одновальной на 300 т и соответственно дороже

Разделение мощностей между валами зависит в первую очередь от конструкции электрогенераторов. Возможно разделение на равные части с одинаковыми генераторами (при равной частоте вращения обоих валов) или на разные, как это сделано в турбине К-800-23,5-1 ЛМЗ, когда использовались генераторы 300 и 500 МВт.

Выбор числа цилиндров также определяется надежностью, экономичностью и стоимостью турбины. В турбине заданных параметров пара и мощности при выбранной частоте вращения число цилиндров связано с конструкцией ЦНД. Увеличение размеров последней ступени, применение полуторного выхода и большие выходные потери позволяют через один ЦНД пропустить больший расход пара и, следовательно, сократить число цилиндров турбины.

С точки зрения тепловой экономичности наиболее просто оценить изменение потерь с выходной скоростью и их долю в общем КПД турбины. При этом следует учитывать, что чем меньше располагаемый перепад турбины $P_{\text{д}}$, тем большее влияние на КПД всей турбины оказывает изменение $\Delta \eta_{\text{в.с.}}$. Особенно велико это влияние в турбинах насыщенного пара. Однако увеличение пропускной способности ЦНД влияет не только на потери с выходной скоростью. Если высота лопатки остается неизменной, то с ростом расхода G возрастает усилие, действующее на рабочие лопатки, что может потребовать большей жесткости профилей и тем самым большей их хорды. Тогда из-за уменьшения относительного вылета l и большей зоны концевых потерь (l/b уменьшился) потери при обтекании рабочей решетки возрастут. Увеличение высоты лопаток последней ступени, приводящее к меньшим потерям, связано с большими скоростями потока, большей верностью $1/\theta$ и в конечном счете со снижением КПД ступени $\eta_{\text{л.с.}}$ не учитывающего потери $\Delta \eta_{\text{л.с.}}$. Увеличение высоты последней ступени вызывает увеличение наклона meridionalного обвода. Таким образом эти и другие (например, потери от влажности) факторы не позволяют однозначно оценить изменение экономичности ЦНД при изменении его конструкции и требуют детальной проработки.

Кроме того, с увеличением напряжений в элементах ЦНД, присутствующих в турбине с меньшим числом ЦНД, в большей степени может проявиться снижение надежности, определяемое коррозией под напряжением коррозионным растрескиванием материала, усталостной коррозией (см. § 5.2, 10.3 и 10.4). С другой стороны, сокращение числа цилиндров может обеспечить большую надежность всего агрегата (меньше число рядов лопаток и число подшипников, наиболее повреждаемых элементов турбин), сокращается длина турбины и соответственно удлинение ее ротора и статора; меньшее число участков

валопровода - системы роторов многоцилиндровой турбины и электрогенератора обычно ведет к повышению его динамической надежности. При меньшем числе цилиндров, подшипников, ступеней п. следовательно, общего числа лопаток сокращается время, требуемое для ремонта турбины.

Очевидно, что увеличение числа цилиндров, особенно дорогостоящих ЦНД, сказывается на стоимости турбины. Таким образом, выбор числа валов, как и рассмотренный выше выбор числа валов, является технико-экономической задачей. Упрощение конструкции агрегата п. следовательно, больший расход топлива, а в случае заданной паропроизводительности когла или парогенератора (реактора) снижение мощности турбины, оправдано лишь в том случае, когда при расчете стоимости одного киловатт-часа оно будет перекрываться снижением капитальных затрат. Очевидно, что технико-экономический выбор того или иного варианта конструкции будет зависеть от мощности энергоблока, его параметров, стоимости топлива (или для региона, где располагается проектируемая электростанция, стоимости замещаемой электроэнергии), числа часов использования мощности энергоблока в году, цен на металл и от ряда других факторов.

В большинстве конкретных задач выбор числа ЦНД определяется при известном расходе пара в конденсатор конечным давлением p_c , а каждому значению p_c при конкретных условиях электростанции соответствует изменение стоимости не только собственно турбины, но и конденсатора, и источников водоснабжения. Выбирая число цилиндров, следует учитывать изменения в строительной части электростанции.

Изменение числа цилиндров может вызываться и другими причинами. К ним следует отнести выбор давления перед ЦНД. При уменьшении этого давления и тем самым облегчении изготовления ЦНД и обеспечения его надежностью увеличивается теплоперепад предшествующей части турбины, что может потребовать установки дополнительного цилиндра. Например, в тихоходных турбинах насыщенного пара, рассчитанных на $p_{\text{вх}} = 6$ МПа, при низком давлении перед ЦНД требуется кроме ЦНД еще один цилиндр ЦСД. Так, в частности, выполнена первая модификация турбины К-1000-5.9-1 ХТЗ (рис. 10.28). Возможно объединение ЦВД и ЦНД в одном цилиндре (рис. 10.34).

При очень высоком давлении пара перед ЦНД высота лопаток первых ступеней ЦНД может оказаться относительно небольшой с соответствующим снижением КПД этих ступеней из-за значительных конечных потерь при обтекании их решеток. В то же время в предшествующем ЦНД цилиндре, где расход пара всегда разделен на меньшее число потоков, в последних ступенях высоты лопаток будут выше, чем в первых ступенях ЦНД. При выборе теплоперепада ЦНД, от которого может

зависеть число цилиндров, следует учитывать, что с изменением длины цилиндра меняется жесткость и ротора, и корпуса. При большой длине может возникнуть коробление корпуса.

Весь этот комплекс вопросов надежности, экономичности, в том числе при переменных режимах работы (см. гл. 8), стоимости и т. д. должен исследоваться в предварительных проработках варианта турбоагрегата и турбоустановки.

6.6. ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ

Требуется рассчитать конденсационную паровую турбину К-800 23,5 с промежуточным перегревом пара для привода электрогенератора

Основные исходные данные о турбине и турбоустановке:

Номинальная электрическая мощность N_e , кВт	800 000
Давление свежего пара p_0 , МПа	23,54
Температура свежего пара t_0 , °C	560
Температура промежуточного перегрева $t_{\text{пр}}$, °C	540
Конечное давление p_c , кПа	3,4
Температура питательной воды $t_{\text{вх}}$, °C	270

Принята тепловая схема, показанная на рис. 126. Согласно этой схеме предусмотрено восемь отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды. Питательные насосы с напором 35 МПа привозят конденсат отапливая турбины, питательный паром от одного из отборов основной турбины при давлении, примерно равном 1,5 МПа и $t \approx 450$ °C, мощность турбопривода $N_T = 32$ МВт.

Турбина проектируется одноваловой с пятью цилиндрами: одноотопным ЦВД двухотопным ЦСД и тремя двухотопными ЦНД для привода двухотопного генератора с частотой вращения 1500/с. Общая схема потоков, в том числе подвод пара в среднюю часть ЦВД пеллевой конструкции, принята, как в турбине К-800 23 5-5 ЛМЗ (см. рис. 14).

Расчет турбины проводится в три этапа: предварительная оценка экономичности и турбоустановки, расчет тепловой схемы и определение расходов пара по отсекам турбины, детальный расчет турбины.

Предварительная оценка экономичности

Для предварительной оценки экономичности примем, что давление пара после ЦВД равно 3,9 МПа и с учетом потерь давления в тракте промежуточного перегрева (6.38) $\Delta p_{\text{пр}}/p_{\text{пр}} = 0,1$ давление пара на входе в ЦСД равно 3,51 МПа. Выбранное давление $p_{\text{вх}}/p_0 = 0,166$ соответствует зоне оптимального давления согласно рис. 1.18.

Как первое приближение для турбины столь большой мощности возьмем высоким $\eta_{\text{ср}}^{\text{ЦНД}} = 0,88$, а КПД остальной части турбины примем равным

$\eta_{\text{в}}^{\text{в}} = 0,86$ Тогда по (6.31) абсолютный КПД усложнен без отборов пара на регенерацию составят:

$$\eta_{\text{в}}^{\text{в}} = \frac{(H_0 \eta_{\text{в}}^{\text{в}})^{\text{в}} + (H_0 \eta_{\text{в}}^{\text{в}})^{\text{в}}}{(H_0 \eta_{\text{в}}^{\text{в}})^{\text{в}} + h_{\text{в}}^{\text{в}}} = \frac{476 \cdot 0,86 + 1373 \cdot 0,86}{476 \cdot 0,86 + 3542} = 0,415$$

По (1.35) и (1.37) подсчитываем выигрыш в экономичности установки (без учета потерь энергии в самой турбине) при регенеративном подогреве питательной воды и бесконечном числе отборов

$$\xi_{\text{в}}^{\text{в}} = 1 - \frac{T_{\text{в}}(s_{\text{в}} - s_{\text{в}}')}{(h_0 - h_{\text{в}}) + (h_{\text{в}} - h_{\text{в}}')} = 1 - \frac{299,6(7,269 - 0,382)}{476,0 + 3542,0 - 110,0} = 0,132$$

$$= 1 - \frac{T_{\text{в}}(s_{\text{в}} - s_{\text{в}}')}{(h_0 - h_{\text{в}}) + (h_{\text{в}} - h_{\text{в}}')} = 1 - \frac{299,6(7,269 - 0,382)}{476,0 + 3542,0 - 110,0} = 0,132$$

По рис. 1.23, б находим коэффициент $\xi_{\text{в}}^{\text{в}} = 0,85$, учитывающий конечное число отборов в реальной схеме при отсечении

$$\frac{t_{\text{в}} - t_{\text{в}}'}{t_{\text{в}} - t_{\text{в}}'} = \frac{270,0 - 26,4}{374,7 - 26,4} = 0,70$$

По (6.32) подсчитываем

$$\eta_{\text{в}}^{\text{в}} = \eta_{\text{в}}^{\text{в}}(1 + \xi_{\text{в}}^{\text{в}}) = 0,415(1 + 0,85) = 0,462$$

Приведенный располагаемый теплотеплота турбины $H_0 - H_0^{\text{в}} + (1 - \alpha_1)H_0^{\text{в}} + \dots + (1 - \alpha_n)H_0^{\text{в}}$ найдем по формуле (6.33): $H_0 - H_0^{\text{в}} + (h_0 - h_{\text{в}}) + (h_{\text{в}} - h_{\text{в}}') - 0,462[3379,0 - 1182,0] + [3542,0 - 2960] = 1284,0 \text{ кДж/кг}$

По (6.34) определяем расход пара через турбину

$$G_{\text{т}} = \frac{N_{\text{т}}}{H_0 \eta_{\text{в}}^{\text{в}} \eta_{\text{в}}^{\text{в}}} = \frac{800000}{1284 \cdot 0,997 \cdot 0,988} = 633 \text{ кг/с}$$

где $\eta_{\text{в}}^{\text{в}} = 0,997$ принимаем по рис. 6.8 в КПД электрогенератора $\eta_{\text{г}} = 0,988$ из табл. 6.4

расход пара на турбопривод питательных на в

$$G_{\text{в}} = \frac{N_{\text{в}}}{H_0 \eta_{\text{в}}^{\text{в}} \eta_{\text{в}}^{\text{в}}} = \frac{32000}{1170 \cdot 0,82 \cdot 0,97} = 34 \text{ кг/с}$$

Тогда расход пара на входе в турбину будет равен

$$G_{\text{т}} = \frac{N_{\text{т}}}{H_0 \eta_{\text{в}}^{\text{в}} \eta_{\text{в}}^{\text{в}}} + G_{\text{в}} = \frac{680}{1284} + 34 = 651 \text{ кг/с}$$

где $H_0^{\text{в}}$ приведенный теплотеплота от давления 1,5 МПа, т. е. от отбора пара на турбопривод. Расход пара в конденсаторе турбины найдем из (6.35):

$$G_{\text{к}} = \frac{N_{\text{к}}}{(h_{\text{в}} - h_{\text{к}}) \eta_{\text{в}}^{\text{в}} \eta_{\text{в}}^{\text{в}}} = \frac{800000}{(2360 - 110,0) \cdot 0,997 \cdot 0,987} = 421 \text{ кг/с}$$

здесь $h_{\text{к}} = 2360 \text{ кДж/кг}$ энтальпия в конце процесса расширения. Эти данные позволяют более точно оценить КПД стелов турбины. Проводим расчет последовательно от состояния пара на входе в турбину т. е. от параметров свежего пара а) Потери в паровую камеру По (6.36) $\Delta p_{\text{в}}/p_{\text{в}} = 0,05$ Следовательно, давление пара перед первой ступенью составит $p_{\text{в}} = 22,33 \text{ МПа}$

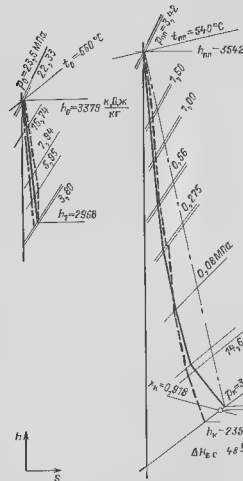


Рис. 6.13 Процесс расширения пара в $h-s$ диаграмме для примера расчета турбины К-800-23.5 по оценке, по предварительному расчету; по уточненному расчету

Таблица 6.4 Результаты расчета тепловой схемы

Наименование	Отоски турбины между		
	от входа в турбину до отбора № 8	от отбора № 8 до выхода из ЦВД до отбора № 7	после промежуточного отбора № 6
Давление пара перед и за отсосом	22,33	5,95	3,51
p , МПа	5,95	3,90	1,65
Теплоты пара перед отсосом h	3379	3068	3457
Дрейф			
Использованный теплоперепад отсеса H_0 , кДж/кг	311	90	230
Доля отбираемого пара α		0,057	0,054
Относительный расход пара 1 $\sum \alpha$	1,000	0,948	0,894
Приведенный теплоперепад отсеса $H_0(1 - \sum \alpha)$, кДж/кг	311,0	85,3	205,6

* с учетом расхода пара на турбину для привода питательных насосов

б) Регулирующая ступень

Выбираем одноступенчатую ступень со средним диаметром $d=1,10$ м. Для снижения температуры в камере регулирующей ступени примерно до 500°C необходимо, чтобы $W_{\text{от}}^{\text{от}} = 100$ кДж/кг, т.е. $w/\epsilon_0 \approx 0,39$. Тогда определим КПД регулирующей ступени по формуле (6.43)

$$\eta_{\text{от}}^{\text{от}} = K_{\text{от}}^1 \left(0,830 - \frac{0,15}{C_{\text{от}} \epsilon_0} \right) 0,973 \left(0,830 - \frac{0,15}{651 \cdot 0,0142} \right) 0,792,$$

где $K_{\text{от}}^1$ подставляем по (6.44), а ϵ_0 находим по h_0 и p_0 .

Отношение скоростей в регулирующей ступени выбрано ниже оптимального, но увеличение его при принятом теплоперепаде возможно только при большем диаметре, что в данном случае недопустимо по размерам кожуха ротора ЦВД.

в) Первый отсек ЦВД

Определим КПД группы ступеней ЦВД по (6.45)

$$\begin{aligned} (\eta_{\text{от}}^{\text{от}})^* &= \left(0,920 - \frac{0,2}{C_{\text{от}} \epsilon_0} \right) \left(1 + \frac{H_0' - 700}{20000} \right) \left(0,920 - \frac{0,2}{651 \sqrt{0,02 \cdot 0,033}} \right) \times \\ &\times \left(\frac{185 - 700}{20000} \right) 0,885 \end{aligned}$$

Давление за первым отсеком $p_{\text{в}2}$ МПа выбрано так, чтобы расходимый теплоперепад нерегулируемых ступеней ЦВД разделить примерно пополам.

г) Второй отсек ЦВД

По той же формуле определяем КПД

отбора пара

от отбора № 6 до отбора № 5	от отбора № 5 до отбора № 4	от отбора № 4 до выхода из ЦВД до отбора № 3	от входа в ЦВД до отбора № 2	от отбора № 2 до отбора № 1	от отбора № 1 до выхода джиктора
1,65	0,97	0,53	$2,65 \cdot 10^{-2}$	$8 \cdot 10^{-2}$	$1,8 \cdot 10^{-2}$
0,97	0,53	0,27	$8 \cdot 10^{-2}$	$1,8 \cdot 10^{-2}$	$0,34 \cdot 10^{-2}$
3312	3171	3030	7889	7692	2496
141	141	141	197	196	137
0,097*	0,012	0,047	0,057	0,048	0,021
0,797	0,785	0,738	0,681	0,633	0,612
112,4	110,1	104,0	134,2	124,1	83,8

$$(\eta_{\text{от}}^{\text{от}})^* = \left(0,920 - \frac{0,2}{651 \sqrt{0,060 \cdot 0,033}} \right) \left(1 + \frac{190 - 700}{20000} \right) 0,890$$

д) Цилиндр среднего давления

Потери в тракте промежуточного приемными $\Delta p_{\text{от}}/p_{\text{от}} = 0,1$

По формуле (6.45) определяем КПД

$$\eta_{\text{от}}^{\text{от}} = \left(0,920 - \frac{0,2}{600 \sqrt{0,104 \cdot 0,76}} \right) \left(1 + \frac{712 - 700}{20000} \right) 0,916$$

Давление пара после ЦСД принято равным $p = 0,27$ МПа. Это давление взято по аналогии с турбинами СКД на тех же условиях и позволяет иметь в ЦВД примерно пять ступеней. Размещение большого числа ступеней и их потребует сварного ротора, или будет связано с дополнительными трудностями конструкции ЦВД и обеспечения вращающейся жесткости ротора.

Меньшее же число ступеней может не обеспечить приемлемой жесткости ЦВД, кроме того может недопустимо увеличиться число ступеней в многоступенчатом и длинном ЦСД.

е) Цилиндр высокого давления

По (6.37) потери в тракте между ЦСД и ЦВД приняты $\Delta p_{\text{от}}/p_{\text{от}} = 0,02$. Вычислим потери с выходной скоростью, для чего принимаем для последней ступени $d_{2\text{в}} = 1,6$ м, $l_2 = 0,95$ м, т.е. кольцевая площадь последних элементов $\Omega = \pi(d_{2\text{в}} + l_2) = 7,61$ м², а $\Theta = d_{2\text{в}}/l_2 = 2,66$. Тогда по (6.47)

$$\Delta P_{\text{вс}} = 0,5 \cdot 10^{-3} \left(\frac{C_{\text{вс}}}{\Omega} \right)^2 \left(1 + \frac{0,1}{\Theta} \right) \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \left(\frac{421 \cdot 36,2}{7,61} \right) \times$$

$$\times \left(1 + \frac{0,1}{2,68-1} \right) = 59,0 \text{ кДж/кг.}$$

где $i=6$ — число потоков в прхх ЦНД. Подсчитываем КПД прочной части ЦНД по формуле (6.48)

$$\eta_{\text{ср}}^{\text{ЦНД}} = 0,870 \left(1 + \frac{H_{\text{ср}}^{\text{ср}}}{10000} \cdot \frac{400}{1} \right) \frac{\Delta H_{\text{ср}}}{H_{\text{ср}}^{\text{ср}}} \cdot \frac{G}{G_0^{\text{ср}}} = 0,870 \left(1 + \frac{676-400}{10000} \right) \times \\ \times 0,985 \cdot \frac{59,0}{676} \cdot \frac{421}{600} = 0,881 \approx 0,061 \approx 0,820$$

Здесь потери от влажной утечки согласно (6.46) коэффициентом

$$k_{\text{вх}} = 1 - 0,8(1 - \gamma_{\text{вх}}) \frac{\gamma_0}{2} \cdot \frac{H_{\text{ср}}^{\text{ср}}}{H_{\text{ср}}^{\text{ср}}} = 1 - 0,8(1 - 0,15) \frac{0,1}{2} \cdot \frac{0,10}{676} = 0,986,$$

при этом принята эффективность выплывания $\gamma_{\text{вх}} = 0,15$

Расход пара $G_0^{\text{ср}} = 600 \text{ кг/с}$ на входе во все ЦНД взят по оценке. При оценке экономичности ЦНД принято, что давление пара в последней ступени равно давлению в конденсаторе: $p_2 = p_{\text{с}} = 3,4 \text{ кПа}$.

После определения всех потерь и КПД отсеков вычерчиваем процесс расширения пара в турбине в h_s -диаграмме (см. сплошные линии на рис. 6.13). Расчет тепловой схемы выходит за рамки учебника по турбинам и рассматривается в [40]. Результаты приближенного расчета тепловой схемы сведены в табл. 6.4. Из этой таблицы находим приведенный теплоперепад турбины $H_t = \sum H_i \left(1 - \sum \alpha_i \right) = 1271,2 \text{ кДж/кг}$. Теперь уточним значение расхода пара

$$G_1 = \frac{N_s}{H_t \eta_{\text{м}} \eta_{\text{ср}}} = \frac{800000}{1271,2 \cdot 0,997 \cdot 0,988} = 640 \text{ кг/с}$$

Детальный расчет турбины

Цилиндр высокого давления

а) Регулирующая ступень ЦВД

Выбрав ранее $d=11 \text{ м}$ и $H_t=100 \text{ кДж/кг}$, получим отношение скоростей: $u/c_2=0,387$. Столь большой теплоперепад, как отмечено выше, определяется необходимостью снижения температуры пара омывающего ротор турбины, желательным сокращением числа последующих ступеней ЦВД и меньшим снижением экономичности турбины при изменении режима работы (см. § 8.3).

В связи с большим объемным потоком пара для этой ступени выберем степень реактивности $\alpha_1=0,80$ и угол $\alpha_{11}=16^\circ$. В этом случае (при меньших α и α_{11}) лопатки могли оказаться столь большой длиной, что было бы трудно обеспечить необходимые напряжения на изгиб, допустимые при парциальном подводе пара. Высота рабочих лопаток, как показал расчет, равна $l_2=41 \text{ мм}$. Хотелось бы профиля рабочей лопатки принять равной $l_2=100 \text{ мм}$. При расчете ступени коэффициенты расхода μ_1 и μ_2 и скорости φ и ψ взяты по упрощенным формулам таб. 2.2

70

Потери от утечек над балдаком, от трения диска и связанные с парциальным подводом подсчитывались по формулам (4.5), (4.9), (4.10), (4.33). Расчет ступени сведен в общую табл. 6.5. Треугольник скоростей представлен на рис. 6.14.

Полученный в результате расчета относительный внутренний КПД ступени $\eta_{\text{ср}}=0,76$ невелик, что объясняется в первую очередь значительными концевыми потерями при обтекании решеток, а также неоптимальным отношением скоростей u/c_2 .

б) Первый отсек ЦВД

Сначала подсчитываем утечки пара через уплотнение между регулирующей ступенью и вторым отсеком ЦВД. Для этого используем формулу (4.22)

$$\Delta G_{\text{ср}} = 1,7 \Gamma_{\text{ср}} \sqrt{\frac{p_{\text{ср}}}{\tau_{\text{ср}}} \sqrt{1 - \frac{c^2}{s^2}}} \\ = 0,73 \cdot 14,1 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{15,8 \cdot 10^6}{0,020} \sqrt{1 - \frac{0,5^2}{40}}} = 4 \text{ кг/с}$$

Здесь коэффициент расхода $\Gamma_{\text{ср}}=0,73$ взят из кривых на рис. 4.13, площадь зазора уплотнения $L_{\text{ср}} \pi d_{\text{ср}} = \pi \cdot 0,56 \cdot 0,0008 \cdot 14,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; число трений первого отсека при уплотнении принято $z_1=40$. Параметры пара перед уплотнением взяты из расчета регулирующей ступени. Давление за уплотнением равно давлению перед вторым отсеком и примерно равно половине давления пара в камере регулирующей ступени, т. е. $0,5$. Таким образом, расход пара на входе в первый отсек ЦВД $G=641,4 \cdot 637 \text{ кг/с}$.

Расчет отсека начинают с определения числа ступеней. Для этого задаются диаметром первой ступени отсека (№ 2) $d=0,900 \text{ м}$. Тогда по (6.5), приняв $\varphi_{\text{ср}}=0,2$ и $\alpha_{11}=14^\circ$, находят высоту концевой лопатки.

$$l_1 = \frac{G_{\text{ср}}}{20nd^2 \lg \alpha_{11}(1 - \varphi_{\text{ср}})} = \frac{637 \cdot 0,021}{20 \cdot 50 \cdot 0,900^2 \cdot 0,249(1 - 0,2)} = 0,083 \text{ м.}$$

Здесь τ_{21} — удельный объем пара за ступенями, определяемый по теплоперепаду

$$H_0 - \bar{H}_0 = 12,3 \cdot \frac{d^2}{(u/c_2)^2} \left(\frac{n}{50} \right)^2 - 12,3 \left(\frac{0,9}{0,51} \right)^2 \left(\frac{50}{50} \right)^2 = 38,3 \text{ кДж/кг}$$

При перекрытии l_2 $l_1=3 \text{ мм}$, и, следовательно, высоте рабочей лопатки $l_2=86 \text{ мм}$ получают корневой диаметр d_2 $0,900$, $0,086$, $0,814 \text{ м}$, этот диаметр принимают постоянным для всего отсека. Тогда, пользуясь уравнением неразрывности, определяют средний диаметр для последней ступени отсека. При этом в первом приближении считают, что во всех ступенях отсека выбраны одинаковыми теплоперепады H_0 , средние степени реактивности и углы. Для расчета необходимо знать удельный объем v_{22} в последней ступени отсека, который находят, пользуясь выполненной ранее оценкой КПД. Тогда

$$\left(\frac{l_2 d_2}{l_1 d_1} \right)^2 \frac{v_{22}}{(l_1 d_1)^2} = 0,8 \cdot 0,900 \cdot \frac{0,034}{0,021} = 0,125 \text{ м}^3$$

Теперь подсчитывают $d_2=0,946 \text{ м}$.

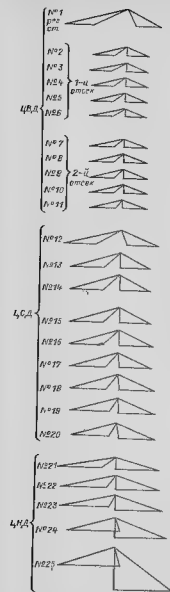


Рис 6.14 Треугольники скоростей на среднем диаметре для ступеней турбины К-800-23,5 (к примеру расчета)

На рис 6.15 построены кривые изменения диаметра d , отношения скоростей u/c_ϕ , увеличивающегося от 0,51 до 0,53, и расчетаемого теплоперепада H_0 , вычисляемого по формуле (6.21)

$$H_0 = 12,3 \frac{d^2}{(u/c_\phi)^2}$$

Здесь же построен график для изотермического теплоперепада H_0 , который, кроме ступени № 2, везде меньше H_0 .

$$H_0 - H_0 = 0,5 \epsilon \delta - H_0 [1 - \sin^2 \alpha_1 (1 - \rho)] = H_0 [1 - 0,242^2 (1 - 0,2)] = 0,95 H_0$$

После определения среднего теплоперепада отсеса (H_0)_{ср} 37,2 кДж/кг необходимо найти коэффициент возврата теплоты. Для этого можно воспользоваться формулой (5.4)

$$q_r = k_r (1 - \eta_{от}^{\text{ср}}) H_0^{\text{ср}} \frac{z-1}{z} = 0,48 \cdot 10^{-3} (1 - 0,87) 185 \frac{4}{5} = 0,009,$$

где $z = 5$ взято по предварительной оценке. Число ступеней в отсеке определяют по формуле (6.23):

$$z = \frac{H_0^{\text{ср}} (1 + q_r)}{(H_0)_{\text{ср}}} = \frac{185 \cdot 1,009}{37,2} = 5$$

Следующий детальный расчет первого отсека ЦВД приведен в свободной табл 6.5. Таблица позволяет достаточно четко понять методику расчета, базирующуюся на материале предыдущих глав, и выбранные для этого расчета характеристики проточной части. Поэтому ограничимся только некоторыми пояснениями. Все ступени отсека рассчитываются на расход пара $G = 637$ кг/с. Поскольку предварительная оценка размеров первой и последней ступеней отсека показала, что отношение d/H меняется в отсеке от 10 до 7, все ступени предполагается выполнять с закрученными лопатками. При этом для сопловых лопаток принимается постоянный по высоте угол $\alpha_{\text{л}} = 14^\circ$ для

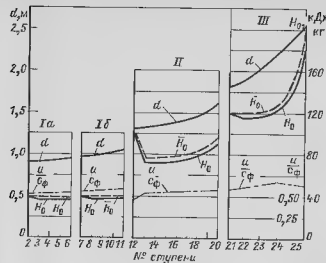


Рис 6.15. Диаграмма для определения теплоперепадов, диаметров и числа ступеней турбины К-800-23,5 (к примеру расчета). Iа - первый отсек ЦВД, Ib - второй отсек ЦВД, II - двухступенчатый ЦСД; III - один ступенчатый ЦВД

всех ступеней отсека. Рабочие же лопатки выполняются из одной последней подрезкой на периферии, и тем самым угол β_2 на среднем диаметре от ступени к ступени немного уменьшится.

Согласно тому, необходимо детально по методу, изложенному в § 3.5, спроектировать последнюю ступень отсека и соответственно уменьшить средний диаметр брать по данным этой ступени угол β_2 . Однако поскольку все ступени отсека рассчитываются при $(uH_0)_{\text{лп}}$ с неизменной корневой реактивностью и влияние вязкости невелико, то отклонение от расчета, выполненного, как и в табл 6.5, по среднему диаметру, будет небольшим. Для всех ступеней отсека приняты неизменными хорды профилей сопловой ($h_1 = 160$ мм) и рабочей ($h_2 = 10$ мм) дуготок. Эти данные используются для определения согласно табл 2.2 коэффициентов расхода и скорости.

Все ступени выполняются с тангенциальным периферийным баббком рабочих лопаток и с перекрывающей l_1 $l_1 = 4$ мм. Хотя перекрывающая у периферии и корня принимается различной, при расчете не будем учитывать разный значительный средних диаметров сопловой и рабочей решеток. Высота лопатки определяются с точностью до 0,5 мм.

Для всех ступеней отсека принята одинаковая корневая степень реактивности $\rho_r = 3,06$, обеспечивающая даже при некотором отклонении размеров лопаток конфигурацию течения по всей высоте рабочей решетки. Средний ρ_r и периферийный ρ_r степеней реактивности при значениях d/H , характерных для первого отсека ЦВД, определяются по приближенным формулам (3.79) и (3.80).

Таблица 6.5. Пример расчета турбины К-800-240

Наименование	1		2	
	Регулирующая		1 в отсек	
	сопловой	рабочая	сопловой	рабочая
Расход пара G , кг/с	640,0		637,0	
Параметры пара перед ступенно	22,33	15,74	22,33	15,74
давление p_1 , МПа	556	501	556	501
температура (сухость)				
t_0 , °C (x_0)	3379,0	3303,0	3379,0	3303,0
энтальпия h_0 , кДж/кг	0	0	0	0
Кинетическая энергия на входе в ступень				
$c_0^2/2$, кДж/кг	22,33	15,74	22,33	15,74
Давление торможения перед ступенно p_0 , МПа	100,0	38,5	100,0	38,5
Располагаемый теплоперепад ступени от параметров торможения H_0 , кДж/кг	100,0	38,5	100,0	38,5
Изотропный теплоперепад ступени H_0 , кДж/кг	1,100	0,901	1,100	0,901
Средний диаметр d_1 , d_2 , м	173	141,5	173	141,5
Окружная скорость u_1 , u_2 , м/с	0,387	0,510	0,387	0,510
Отношение скорости u_1/c_0		0,06		0,06
Степень реактивности		0,195		0,195
концевая r_1	0,05	0,32	0,05	0,32
средняя r_{cp}				
периферийная r_n				
Изотропный перепад в решетках H_{00} , кДж/кг	95,0	5,0	31,0	7,5
Теоретическая скорость выхода из решеток c_{1t} , c_{2t} , м/с	436	276	249	163,5
Параметры пара за решетками	16,00	15,74	14,05	13,70
давление p_{12} , p_{2t} , МПа	0,0191	0,0195	0,0216	0,0221
удельный объем v_{1t} , v_{2t} , м³/кг				
сухость x_{1t} , x_{2t}	0,69	0,44	0,40	0,26
Число Маха M_{1t} , M_{2t}	0,97	0,925	0,97	0,95
Коэффициенты расхода μ_1 , μ_2	290	490	570	905
Выходные площади решеток F_1 , F_2 , 10⁻⁴ м²	16	25,7	14	21,4
Эффективные (и выходные) углы решеток α_{12} , α_2 , β_{21}/β_2 , град	38	41	83	87
Высоты решеток l_1 , l_2 , 10⁻³ м	1,059	0,41	0,52	1,2
Корневой диаметр рабочей решетки d_{3a} , м	0,47	0,27	0,27	0,103
Относительные высоты решеток l_1/l_2 , l_2/β_2	0,962	0,912	0,964	0,947
Относительный диаметр лопатки d/d	419,5	251,5	240	155
Коэффициенты скорости ϕ_1 , ψ				
Скорость выхода потока из решеток c_1 , c_2 , м/с	257,5	121,5	108,5	56,5
Относительная скорость входа в рабочую решетку и абсолютная скорость выхода из нее u_1 , c_2 , м/с	27	64	32	87
Углы направления этих скоростей β_1 , α_2 , град				

№ ступени							
3		4		5		6	
ЦВД							
соплов- ная	рабо- чая	соплов- ная	рабо- чая	соплов- ная	рабо- чая	соплов- ная	рабо- чая
637,0		637,0		637,0		637,0	
13,70		12,06		10,50		9,23	
481		462		442		422	
3269,0		3236,5		3203,8		3171,0	
1,6		1,6		1,6		1,6	
13,77		12,12		10,56		9,28	
38,5		38,5		38,5		38,5	
36,9		36,9		36,9		36,9	
0,909		0,919		0,9315		0,9435	
143		144,5		146		148	
0,515		0,521		0,526		0,533	
0,06		0,06		0,06		0,06	
0,21		0,22		0,235		0,25	
0,35		0,38		0,40		0,43	
30,4	8,1	30,0	8,5	29,5	9,0	28,9	9,6
246,5	165,5	245	165,5	243	165,5	240,5	168,5
12,40	12,06	10,80	10,50	9,53	9,23	8,39	8,10
0,0240	0,0246	0,0270	0,0276	0,0298	0,0306	0,0331	0,0339
0,40	0,27	0,40	0,27	0,40	0,28	0,40	0,28
0,975	0,95	0,975	0,955	0,975	0,955	0,975	0,955
635	990	720	1110	800	1225	900	1340
14	21,3	14	21,2	14	21,0	14	20,5
91	95	101	105	113	117	125,5	129,5
	0,814		0,814		0,814		0,814
0,57	1,4	0,63	1,5	0,70	1,7	0,79	1,9
	9,6		8,8		8,0		7,3
0,965	0,948	0,966	0,949	0,967	0,949	0,968	0,950
238	157	236,5	157	235	158	233	160
105,5	57	102	57	99	57	94	56
33	87	34	88	35	88	36	88

Наименование	№ ступени			
	1		2	
	Ре. улитковная		1 й отсек	
	соло- вая	рабо- чая	соло- вая	рабо- чая
Потери энергии в решетках $\Delta H_c, \Delta H_r$, кДж/кг	7,1	6,4	2,2	1,4
Потери в выходной скорости ΔH_{ex} , кДж/кг	7,4		1,6	
Относительный дополнительный КПД $\eta_{от}$ эквивалентная площадь для подсчета утечек $\frac{1}{2} G_{12}/z_2$; $\pi d_{12} \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$	0,791		0,865	
Потери от утечек $\xi_{12} z_2, \xi_{12} v$	24,8		2,2	
Потери от трения диска, паринальности, в вязкости $\xi_{12} + \xi_{12} v + \xi_{12} v$	0,016		0,001	
Относительный внутренний КПД $\eta_{вн}$	0,760		0,840	
Использованный теплопередач H_c , кДж/кг	76,0		72,4	
Внутренняя мощность $N_{вн}$, кВт	48 640		20 640	
Экспитив пара ξ отсек $h_{ам}$, кДж/кг	3303,0			

Наименование	2 й отсек			
	7		8	
	соло- вая	рабо- чая	соло- вая	рабо- чая
Расход пара G , кг/с	638,6		638,6	
Параметры пара перед ступенью	7 94		6,90	
	давление p_0 , МПа		407	
	температура (сухости) t_0 , °C (γ_0)		3140,4	
	плотность ρ_0 , кг/м³		3104,9	
Кинетическая энергия на входе в ступень $\xi_0^2/2$, кДж/кг	0		1,6	
Давление торможения перед ступенью p_0 МПа	7,94		6,94	
Расход вводимый теплопередач ступени от па- раметров торможения H_0 , кДж/кг	39,5		39,5	
Изотропный теплопередач ступени H_0 , кДж/кг	39,5		37,9	
Средний диаметр d_1 ; d_2 м	0,985		1,002	
Окружная скорость v_1 ; v_2 м/с	154,5		157,5	
Отношение скоростей v_1/v_2	0,550		0,558	
Степень реактивности	корневая r_0		0,07	
	средняя r_0		0,30	
	периферийная r_0		0,45	
			0,47	

№ ступени							
3		4		5		6	
ЦВД							
соло- вая	рабо- чая	соло- вая	рабо- чая	соло- вая	рабо- чая	соло- вая	рабо- чая
2,1	1,4	2,0	1,4	1,9	1,4	1,8	1,4
1,6		1,6		1,6		1,6	
0,867		0,870		0,872		0,875	
2,2	20,8	2,2	21,2	2,2	21,6	2,2	22,2
0,003	0,020	0,003	0,019	0,003	0,017	0,002	0,016
0,001		0,001		0,001		0,001	
0,843		0,847		0,851		0,856	
32,5		32,7		32,8		33,0	
20 700		20 830		20 890		21 020	
						31 19,6	

№ ступени					
9		10		11	
ЦВД					
соло- вая	рабо- чая	соло- вая	рабо- чая	соло- вая	рабо- чая
605,3		605,3		605,3	
5,95		5,17		4,45	
362		343		323	
3070,9		3036,7		3002,4	
1,5		1,5		1,5	
5,98		5,20		4,48	
39,5		39,5		39,5	
38,0		38,0		38,0	
1,010		1,031		1,053	
158,5		162		165,5	
0,564		0,576		0,589	
0,07		0,07		0,07	
0,33		0,35		0,37	
0,49		0,52		0,54	

Наименование	2 й отсек				
	7		8		
	соп-ло-вая	рабо-чая	соп-ло-вая	рабо-чая	
Изотропичный перепад в решетках $H_{ис}$, кДж/кг	27,6	11,9	26,9	12,6	
Теоретическая скорость выхода из решеток $c_{тв}$, м/с	235	176,5	232	178,5	
Параметры пара за решетками	давление P_1, P_2 , МПа	7,27	6,90	6,24	5,95
	удельный объем v_{11}, v_{21} , м ³ /кг	0,0376	0,0390	0,0423	0,0438
Число Муха M_{11}, M_{21}	сухость x_{11}, x_{21}	—	—	—	—
		0,40	0,30	0,40	0,31
Коэффициенты расхода μ_1, μ_2		0,98	0,96	0,98	0,96
Выходные площади решеток F_1, F_2 , 10 ⁻⁴ м ²		1040	1470	1190	1630
Эффективные (и выходные) углы решеток $\alpha_{12}/\alpha_1, \beta_{21}/\beta_2$, град		14	19,4	14	18,9
Высоты решеток l_1, l_2 , 10 ⁻³ м		139	143	156	160
Корневой диаметр рабочей решетки d_{22} , м			0,843		0,843
Относительные высоты решеток $l_1/\beta_1, l_2/\beta_2$		1,0	1,6	1,1	1,8
Относительный диаметр сопел d/β			6,9		6,3
Коэффициенты скорости φ, ψ		0,969	0,980	0,970	0,951
Скорость выхода потока из решеток c_{11}, v_{21} , м/с		227,5	167,5	225	170
Относительная скорость входа в рабочую решетку и абсолютная скорость выхода из нее w_1, c_2 , м/с	85,5	56	81,5	55	
Углы направления этих скоростей β_1, α_2 , град	40	86	42	86	
Потери энергии в решетках $\Delta H_{ср}, \Delta H_{вс}$, кДж/кг	1,7	1,5	1,6	1,5	
Потери с выходной скоростью $\Delta H_{вс}$, кДж/кг		1,6		1,5	
Относительный лонгитудный КПД $\eta_{лв}$		0,879		0,881	
Эквивалентные площади для подсчета утечек $\mu_1 F_1/\sqrt{x_1}, \mu_2 F_2/\sqrt{x_2}$, 10 ⁻⁴ м ²	2,7	25,3	2,7	26,0	
Потери от утечек $\xi_{ср}, \xi_{вс}$	0,002	0,018	0,002	0,017	
Потери от трения лопатки, тарельчатости, аэрокосности $\xi_{ср} + \xi_{тар} + \xi_{аэ}$		0,001		0,001	
Относительный внутренний КПД $\eta_{вн}$		0,858		0,861	
Использованный теплосопредел H_v , кДж/кг		33,9		34,1	
Внутренняя мощность N_v , кВт		21 650		21 780	
Энтальпия пара из отсеком $h_{вс}$, кДж/кг					

№ ступени					
9		10		11	
ЦВД					
соп-ло- вая	рабо- чая	соп-ло- вая	рабо- чая	соп-ло- вая	рабо- чая
26,5	13,0	25,7	13,8	24,9	14,6
230	180	226,5	182	223	184,5
5,44 0,0470	5,17 0,0490	4,70 0,0534	4,45 0,0555	4,03 0,0600	3,80 0,0628
0,40 0,98 1260 14	0,31 0,96 1715 18,7	0,40 0,98 1455 14	0,32 0,96 1925 18,2	0,40 0,98 1660 14	0,32 0,96 2145 17,9
164	169 0,843	185	189 0,843	207	211 0,843
1,7	1,9 6,0	1,3	2,1 5,5	1,5	2,3 5,0
0,971 223,5	0,951 171	0,972 220	0,952 173,5	0,973 217	0,953 176
79,5	55	74	54,5	69,5	54
43	86	46	87	49	88
1,5	1,5	1,4	1,6	1,3	1,6
1,5		1,5		1,5	
0,884		0,886		0,889	
2,7	26,4	2,7	27,2	2,7	28,2
0,002	0,017	0,002	0,016	0,001	0,014
0,001		0,001		0,001	
0,864 34,2 20 700		0,867 34,3 20 760		0,873 34,5 20 880 2967,9	

Наименование	12		13	
	ссплошная		ребра	
	ссплошная	ребра	ссплошная	ребра
Расход пара G , кг/с	285,0		285,0	
Параметры пара перед ступенью	давление p_0 , МПа	3,42	2,51	
	температура t_0 , °C	540	499	
	сухость x_0			
	энthalпия h_0 , кДж/кг	3543,0	3454,0	
Кинетическая энергия на входе в ступень $c_1^2/2$, кДж/кг	0		5,6	
Давление торможения перед ступенью p_c , МПа	3,42		2,55	
Располагаемый теплоперепад ступени от газоторможения H_c , кДж/кг	100,0		77,0	
Изэнтропийный теплоперепад ступени H_0 , кДж/кг	100,0		71,4	
Средний диаметр d_1 ; d_2 , м	1,291		1,303	
Окружная скорость u_1 ; u_2 , м/с	203		204,5	
Отношение скоростей u_1/u_2	0,454		0,521	
Степень реактивности	корневая p_k	0,08	0,08	
	средняя $p_{ср}$	0,19	0,20	
	периферийная p_n	0,28	0,31	
Изэнтропийный перепад в решетках $H_{0ср}$, кДж/кг	81,0	19,0	61,6	15,4
Теоретическая скорость выхода из решеток c_{10} , м/с	402,5	276	351	235
Параметры пара за решетками	давление p_1 ; p_2 , МПа	2,65	2,51	
	удельный объем v_{10} , м³/кг	0,132	0,139	0,157
	сухость x_{10} ; x_{20}			0,163
Число Маха M_{10} ; M_{20}	0,60	0,41	0,53	0,37
Коэффициенты расхода φ_1 ; φ_2	0,98	0,955	0,98	0,96
Выходные площади решеток F_1 ; F_2 , 10⁻⁴ м²	955	1485	1400	2060
Эффективные (и выходные) углы решеток α_1 ; α_2 ; β_2/β_1 , град	14	21,3	17	26,4
Высота решеток l_1 ; l_2 , 10⁻³ м	97	101	109	113
Корневой диаметр рабочей решетки d_{2k} , м		1,190		1,190
Относительные высоты решеток l_1/b_1 ; l_2/b_2	0,88	1,7	0,78	1,9
Относительный диаметр лопатки d/l		17,8		11,6
Коэффициенты скорости φ , %	0,970	0,948	0,969	0,953
Скорость выхода потока из решеток c_1 , м/с	390,5	264,5	340	224
u_2 , м/с	199,5	105,5	156,5	99,5
Относительная скорость входа в рабочую решетку и абсолютная скорость выхода из нее u_1 ; c_2 , м/с				

№ ступени									
14		15		16		17		18	
ЦСД									
ссплошная	ребра	ссплошная	ребра	ссплошная	ребра	ссплошная	ребра	ссплошная	ребра
285,0		253,9		253,9		250,0		250,0	
2,05		1,60		1,27		1,00		0,75	
468		435		400		369		332	
3390,3		3324,8		3258,4		3189,9		3119,5	
4,9		5,1		5,1		5,3		5,3	
2,08		1,63		1,29		1,02		0,76	
76,0		79,0		81,0		83,0		85,0	
73,0		73,9		75,9		78,7		79,8	
1,324		1,333		1,359		1,391		1,437	
208		209,5		213,5		218,5		225,5	
0,527		0,527		0,530		0,536		0,547	
0,08		0,08		0,08		0,08		0,08	
0,21		0,22		0,24		0,26		0,32	
0,33		0,34		0,39		0,44		0,48	
61,6	16,4	61,6	17,4	61,6	19,4	61,4	21,6	57,8	27,2
351	238,5	351	241,5	351	248	350,5	254	340	268
1,69	1,60	1,35	1,27	1,07	1,00	0,81	0,75	0,62	0,56
0,191	0,200	0,230	0,341	0,279	0,294	0,345	0,364	0,425	0,463
0,54	0,37	0,55	0,38	0,56	0,40	0,58	0,43	0,58	0,46
0,98	0,965	0,98	0,965	0,98	0,965	0,98	0,965	0,98	0,965
1580	2480	1700	2630	2060	3120	2510	3710	3150	4480
17	26,3	17	26,1	17	25,6	17	25	17	23,7
130	134	139	143	165	169	197	201	242	247
	1,190		1,190	-	1,190		1,190		1,190
0,93	2,2	1,0	2,4	1,2	2,8	1,4	3,4	1,7	3,9
	9,9		9,3		8,0		6,9		5,8
0,970	0,954	0,970	0,955	0,971	0,955	0,972	0,955	0,972	0,955
340,5	227,5	340,5	230,5	341	237	340,5	242,5	330,5	256
155	101	153	101	150,5	102,5	146	102,5	132	103,5

Наименование	12		13	
	сопло- вая	рабо- чая	сопло- вая	рабо- чая
Углы направления этих скоростей β_1, α_2 , град	28	66	39	92
Потери энергии в решетках $\Delta H_{\text{р}}, \Delta H_{\text{ср}}$, кДж/кг	4,8	3,9	3,8	2,5
Потери с выхлопной скоростью $\Delta H_{\text{вс}}$, кДж/кг	5,6		5,0	
Относительный лопаточный КПД $\eta_{\text{л}}$	0,855		0,855	
Эквивалентные площади для подсчета утечек $\mu, G_{\text{л}}/\sqrt{\tau_{\text{л}}}, \text{лб}_{\text{экв}} d_{\text{л}}, 10^{-4} \text{ м}^2$	3,6	35,0	3,6	35,5
Потери от утечек $\xi_{\text{т}}, \zeta_{\text{св}}$	0,020		0,003	
Потери от трения диска, паричастности, вязкости $\xi_{\text{тр}}, \xi_{\text{вк}}, 1/\xi_{\text{вк}}$	0,001		0,001	
Относительный внутренний КПД $\eta_{\text{вн}}$	0,834		0,835	
Использованный теп. изпрепад $H_{\text{л}}, \text{кДж/кг}$	83,4		64,3	
Внутренняя мощность $N_{\text{л}}, \text{кВт}$	23 770		18 130	
Энтальпия пара за отсекком $h_{\text{всн}}, \text{кДж/кг}$				

Наименование	19		20	
	сопло- вая	рабо- чая	сопло- вая	рабо- чая
Расход пара $G, \text{кг/с}$	234,9		234,9	
Параметры пара перед ступенью	давление $p_0, \text{МПа}$		0,56	
	температура $t_0,$		296	
	плотность $\rho_0,$		258	
Кинетическая энергия на входе в ступень $\xi_0/2, \text{кДж/кг}$	3047,2		2973,0	
Давление торможения перед ступенью $p_0, \text{МПа}$	5,4		5,2	
Расширяемый теплоперепад ступени от параметров торможения $H_0, \text{кДж/кг}$	87,0		89,0	
Изостатический теп. изпрепад ступени $H_0, \text{кДж/кг}$	81,6		83,8	
Средний диаметр $d_1, d_2, \text{м}$	1,485		1,560	
Окружная скорость $u_1, u_2, \text{м/с}$	235		245	

№ ступени									
14		15		16		17		18	
ЦСД									
сопло- вая	рабо- чая	сопло- вая	рабо- чая	сопло- вая	рабо- чая	сопло- вая	рабо- чая	сопло- вая	рабо- чая
40	92	41	91	42	90	43	89	47	85
3,6	2,6	3,6	2,6	3,5	2,7	3,4	2,8	3,2	3,1
5,1		5,1		5,3		5,3		5,4	
0,856		0,858		0,859		0,861		0,861	
3,6	36,5	3,6	36,8	3,6	38,0	3,6	39,4	3,6	41,6
0,002	0,015	0,002	0,014	0,002	0,013	0,001	0,012	0,001	0,011
0,001		0,001		0,001		0,001		0,001	
0,838		0,841		0,843		0,847		0,848	
65,4		66,4		68,3		70,4		72,2	
18 640		16 860		17 340		17 600		18 050	

№ ступени									
21		22		23		24		25	
ЦНД									
сопло- ван	рабо- чая	сопло- ван	рабо- чая	сопло- ван	рабо- чая	сопло- ван	рабо- чая	сопло- ван	рабо- чая
72,2	72,2	67,4	67,1	67,1	64,8	67,1	64,8	67,1	64,8
0,27	0 152	0 080	0,061	0,061	0,046	0,061	0,046	0,061	0,046
218	163	106	976	976	947	976	947	976	947
2902,1	2794,3	2688,2	7579,2	7579,2	2471,3	7579,2	2471,3	7579,2	2471,3
0	3,0	4,0	5,3	9,0					
0 27	0 155	0,082	0,0375	0,0155					
120 0	120,0	125 0	130 0	203 0					
120 0	117,0	121,0	124,7	194,0					
1,816	1,885	2,013	2,015	2,220	2,225	2,530	2,550		
284,5	296	316	316,5	345,5	349,5	397,5	400,5		

Наименование	№ ступени			
	19		20	
	сопло-вая		рабо-чая	
Отношение скоростей u_1/u_2	0,560		0,581	
Степень реактивности ρ_n	корневая ρ_k		0,08	
	средняя $\rho_{ср}$		0,36	
	периферийная ρ_n		0,53	
Изотропный перепад в решетках $H_{0\sigma}$, кДж/кг	55,7	31,3	53,4	35,6
Теоретическая скорость выхода из решеток $w_{2\sigma}$, м/с	334	278,5	327	288,5
Параметры пара за решетками	давление $p_{2\sigma}$, МПа		0,45	
	удельный объем $v_{2\sigma}$, м ³ /кг		0,550	
	сухость $x_{2\sigma}$		0,322	
Число Маха $M_{1\sigma}, M_{2\sigma}$	0,59		0,60	
Коэффициенты расхода μ_1, μ_2	0,98		0,98	
Выходные площади решеток F_1, F_2 , 10 ⁻⁴ м ²	3950		5240	
Эффективные (и выходные) углы решеток $\alpha_{1\sigma}/\alpha_{2\sigma}, \beta_{2\sigma}/\beta_{2\sigma}$, град	17		22,1	
Высоты решеток l_1, l_2 , 10 ⁻³ м	290		365	
Корневой диаметр рабочей решетки $d_{2\sigma}$, м	1,190		1,190	
Относительные высоты решеток $l_1/\beta_1, l_2/\beta_2$	2,1		2,6	
Относительный диаметр лопатки d/l	5,0		4,2	
Коэффициенты скорости ϕ, ψ	0,972		0,972	
Скорость выхода потока из решеток c_1 , м/с	324,5		275,5	
Относительная скорость выхода в рабочую решетку и абсолютная скорость выхода из нее w_1, c_2 , м/с	122		104	
Углы направления этих скоростей β_1, α_2 , град	51		84	
Потери энергии в решетках $\Delta H_{\sigma}, \Delta H_{\sigma\sigma}$, кДж/кг	3,1		3,7	
Потери с выходной скоростью $\Delta H_{\sigma\sigma}$, кДж/кг	5,2		5,4	
Относительный лопаточный КПД $\eta_{\sigma\sigma}$	0,866		0,865	
Эквивалентные площади для подсчета $\mu_{\sigma\sigma}$	3,6		4,74	
Потери от утечек $h_{\sigma\sigma}, c_{\sigma\sigma}$, 10 ⁻⁴ м ²	0,001		0,008	
Потери от трения диска, гирания юности, влажности $t_{\sigma\sigma}, t_{\sigma\sigma\sigma}, t_{\sigma\sigma\sigma}$	0,001		0,001	
Относительный внутренний КПД $\eta_{\sigma\sigma}$	0,853		0,855	
Использованный теплотеперпад $H_{\sigma\sigma}$, кДж/кг	74,4		76,1	
Внутренняя мощность $N_{\sigma\sigma}$, кВт	17 480		17 880	
Энтальпия пара за отбором $h_{\sigma\sigma}$, кДж/кг			2902,1	

21		22		23		24		25	
сопло-вая		рабо-чая		сопло-вая		рабо-чая		сопло-вая	
0,581		0,604		0,632		0,683		0,624	
0,20		0,20		0,20		0,20		0,30	
0,33		0,40		0,46		0,55		0,69	
0,46		0,53		0,65		0,71		0,82	
80,4	39,6	72 0	48,6	67 5	57,5	58 5	71,5	62 9	140,1
401	306	379,5	326	367,5	349,5	342	390	355	546,5
0,180	0,152	0,104	0,080	0,054	0,0375	0,025	0,0155	0,0098	0,0034
1,102	1,305	1,76	2,13	2,99	4,13	5,98	9,14	13,88	36,9
				0,990	0,973	0,958	0,940	0,931	0,891
0,78	0,60	0,78	0,69	0,82	0,78	0,83	0,98	0,90	1,48
0,98	0,965	0,98	0,965	0,985	0,98	1,00	1,00	1,025	1,020
2020	3190	3490	4890	5540	8090	11 730	15 730	24 680	35 200
10	15 5	12	16,8	12,5	17,9	16	21,1	19 8	25,6
205	210	278	285	405	415	610	625	920	950
	1,600		1,600		1,600		1,600		1,600
	8,6	6,9	5,0	4,8	3,64	3,56	2,75	2,68	
0,972	0,955	0,973	0,956	0,973	0,957	0,974	0,958	0,974	0,958
390	292	369 5	311 5	357 5	334,5	331	373,5	346	525,5
120,5	78	101	89,5	84	103	96	134,5	144	308,5
34	92	50	89	67	89	107	90	122	85
4,4	4,1	3,8	4,6	3,6	5,1	3,0	5,8	3,8	12,4
3,0	4,0	5,3	9,0	47,6					
0,897	0,897	0,888	0,863	0,689					
16,2	68	16 2	73	16,2	82	16 2	178	16,2	315
0,007	0,022	0,004	0,016	0,003	0,011	0,001	0,013	0,000	0,007
0,002	0,002	0,002	0,002	0,001	0,012	0,001	0,041	0,000	0,064
0,866	0,875	0,861	0,817	0,598					
104,8	105,1	107,1	104,2	121,4					
7570	7590	7230	6990	78,70					
				2358 9					

Во всех ступенях отсеса, кроме последней, предполагается полное использование в последующей ступени выходной скорости c_2 , что при $\beta_0 < \alpha_2 < 100^\circ$ и плазменном оверлейном протекании вполне реализуемо.

Треугольники скоростей ступеней отсеса представлены на рис. 6.14. Как видно из расчетов, во всех ступенях отклонение от осевого направления выходной скорости, т.е. от угла $\alpha_2 - 90^\circ$, невелико. В худшем случае оно составляет 3° .

Весь расчет ступеней ведется по среднему диаметру. Реактивность на периферии учитывается только при подсчете утечек. Конечно, при полном, окончательном расчете необходимы определения всех характеристик с учетом по радиусу и проверка напряжений и вибраторной надежности всех элементов ступени. Относительный атомный КПД ступени определяется по формуле

$$\eta_{0, \text{ат}} = \frac{u_1 \cos \beta_1 + u_2 \cos \beta_2}{\dot{H}_0}$$

с контролем по формуле

$$\eta_{\text{те}} = \frac{\dot{H}_0 - (\Delta H_i + \Delta H_p + \Delta H_{\text{от}})}{\dot{H}_0}$$

Кроме того, учитывались потери от утечек в диафрагменной уплотнении по формуле (4.25)

$$\dot{Q}_{\text{ут}} = \frac{\eta_p F_p}{\eta_1 F_1 \sqrt{\epsilon_2}} \eta_{\text{те, в}}$$

причем для всех ступеней отсеса принято

$$\eta_p F_p / \sqrt{\epsilon_2} = 2.2 \text{ см}^2$$

Потери от утечки над рабочими лопатками, подсчитывались по формуле (4.33)

$$\dot{Q}_{\text{ут, л}} = \frac{\pi d_n \delta_{\text{пл}}}{F_1} \sqrt{1 - \frac{p_n}{p_{\text{ст}}}} \eta_{\text{те, л}}$$

Здесь d_n — диаметр лопатки, $\delta_{\text{пл}}$ — толщина лопатки, $\eta_{\text{те, л}}$ — коэффициент потерь от утечки, $\eta_{\text{те, л}} = 0.1$.

$$\delta_{\text{пл}} = \left[\frac{4}{(\delta_0^2)} + \frac{1.5z}{\delta_0^2} \right]^{1/2}$$

В ступенях отсеса приняты осевой зазор у лопаточного вкладыша $\delta_{\text{пл}}^* = 2 \text{ мм}$, радиальный зазор $\delta_r = 1.5 \text{ мм}$ при двух условиях $z_r = 2$. Следовательно, $\delta_{\text{пл}} = 0.65 \text{ мм}$.

Потери от трения диска вычислялись по формуле (4.5)

$$\dot{Q}_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} c_2^2 \left(\frac{u}{c_0} \right)^3$$

где $k_{\text{тр}}$ определяется по рис. 4.2. В такой мощной турбине эти потери весьма невелики и не должны превышать $\dot{Q}_{\text{тр}} = 0.1\%$.

86

Относительный внутренний КПД ступени подсчитывался как $\eta_{\text{вн}} = \frac{\dot{H}_0}{(\dot{H}_{0, \text{вн}} + \dot{Q}_{\text{тр}})}$. Используемый теплоперепад ступени $\dot{H}_0 = \dot{H}_{0, \text{вн}}$. Внутренняя мощность ступени $\dot{H}_0 - \dot{Q}_{\text{тр}}$.

Относительный внутренний КПД ступеней по расчету оказался не очень высоким ($\eta_{\text{вн}} \leq 0.851$), что объясняется большими потерями на лопатки, особенно сопловых, и заметной величиной периферийной протечки $\dot{Q}_{\text{тр}}$, которая доходит до 2.0% .

Следует учитывать, что большая хорда сопловых лопаток вызвала необходимость обеспечить надежность диафрагм, находящихся под воздействием большого перепада давления (в ступени № 2 $\Delta p = p_1 - p_2 = 1.69 \text{ МПа}$), а рабочих лопаток определяется очень большой мощностью ступени, превышающей 20 МВт .

При детальном расчете давление за отсесом несколько изменится по сравнению с предварительным заданным значением.

в) Второй отсек ЦВЛ

Расход пара через отсек найдем с учетом найденной ранее добавки через промежуточные уплотнения между отсеками $\Delta G_3 = 4 \text{ кг/с}$ и утечки пара через концевое уплотнение за сектой ступеней $\Delta G_3^* = 2.0 \text{ кг/с}$ (при $d_0 = 0.56 \text{ м}$, $\delta_0 = 0.8 \text{ мм}$ и $z_r = 49$). Таким образом, расход пара через отсек составляет $G = 637 + 4 = 641 \text{ кг/с}$.

Параметры пара перед первой ступенью отсека $p_0 = 7.94 \text{ МПа}$, $h_0 = 3140.6 \text{ кДж/кг}$. Показателя величина вычислена по уравнению смещения с учетом подогрева основного потока пара высокотемпературной протечкой через промежуточные уплотнения (итальянский расчеты пара в камере регулирующей ступени).

$$h = \frac{3139.6 (637 - 2) + 3303.0 \cdot 4}{639} = 3140.6 \text{ кДж/кг}$$

Далее расчет проводится аналогично расчету первого отсека. Принимаем для первой ступени (№ 7) диаметр $d = 0.985 \text{ м}$ и подсчитываем высоту сопловой лопатки

$$l_1 = \frac{G_{1, \text{ст}}}{20 \pi d^2 \lg_{10} (1 - \epsilon_{\text{ст}})} = \frac{639 \cdot 0.037}{20 \cdot 50 \cdot 0.985^2 \cdot 0.249 (1 - 0.3)} = 0.140 \text{ м}$$

где $\epsilon_{\text{ст}} = 14^\circ$ и $\epsilon_{\text{ст}} = 0.3$.

С учетом параметров $l_2 - l_1 = 3 \text{ мм}$ высота рабочей лопатки $l_2 = 143 \text{ мм}$. При неизменности корневой диаметра $d_k = 0.985 \text{ м}$ для последней ступени отсека находим

$$(d_2 l_2)_* = (d_2 l_2) \frac{\epsilon_{1, \text{ст}}}{(\epsilon_2)_*} = 0.965 \cdot 0.143 \cdot \frac{0.060}{0.037} = 0.228 \text{ м}^2$$

и, следовательно, $d_2 = 1.038 \text{ м}$ и $l_2 = 0.216 \text{ м}$.

На рис. 6.15 строим графики для среднего диаметра d , отношения скоростей u/c_0 , которое меняется в отсеке от 0.55 до 0.58 , и расхода тепла теплопередачей $\dot{H}_0$ и $\dot{H}_0 = 0.95 \dot{H}_0$ (кроме первой ступени отсека, где $\dot{H}_0 = \dot{H}_0$). Из кривой для $\dot{H}_0$ подсчитываем средний т.е. теплоперепад: $(\dot{H}_0)_{\text{ср}} = 38.6 \text{ кДж/кг}$.

87

Коэффициент возврата теплоты

$$\eta_r = 0,48 \cdot 10^3 (1 - 0,88) \cdot 190 \cdot \frac{4}{5} = 0,009$$

Тогда число ступеней

$$z = \frac{190 \cdot 1,009}{38,6} = 4,97$$

Округляя, получаем $z = 5$

Дополнительные сведения для расчета ступеней второго отсека ЦВД представлены в табл. 6.5.

После второй ступени отсека (№ 8) расход пара уменьшается на величину отбора (см. табл. 6.4) и составляет $G = 605,3$ кг/с.

Поскольку верность ступеней во втором отсеке больше, чем в первом ($\Theta = 6,9 - 5,0$), для расчета степени реактивности воспользуемся формулой (3.71), приняв $2\psi^2 \cos^2 \alpha_1 \approx 1,7$

$$\frac{1 - \rho}{1 - \rho_k} \left(\frac{r}{r_k} \right)^{1,7}$$

Корневая реактивность принята во всех ступенях $\rho_k = 0,07$

Для всех сопловых решеток выбрано $\alpha_1 = 14^\circ$ const, а угол β_2 на среднем диаметре от ступени к ступени немного уменьшается. Перескрышки принята равной l_2 $l_1 = 4$ мм. Хорды профилей $b_1 = 140$ мм, $b_2 = 90$ мм.

Для подсчета потерь от утечек принято в диффрагменных уплотнениях $\mu_1 l_1 / \sqrt{z_1} = 2,7$ м², а в радиально-лопастных уплотнениях $\delta_d^* = 3$ мм, $\delta_r = 1,5$ мм и $z_r = 2$, τ с эквивалентный зазор $\delta_{\text{экв}} = 0,75$ мм.

Ступени сирективированы с практически осевым выходом максимальное отклонение от него составляет 4°. Наивысший КПД ступени $\eta_{\text{ст}} = 0,873$

Конечное давление пара за ЦВД $p = 3,8$ МПа

Суммарная внутренняя мощность ЦВД $N_{\text{вн}}^{\text{ЦВД}} = 258$ 490 кВт

Диagramный КПД всего ЦВД от параметров пара перед статорным валом турбины $\eta_{\text{Д}}^{\text{ЦВД}} = 0,853$, а от параметров перед регулирующей ступенью $\eta_{\text{Д}} = 0,871$

Цилиндр среднего давления

Расход пара в ЦСД с учетом отбора пара и утечек $G = 570$ кг/с и, следовательно, на один поток ЦСД $G = 285$ кг/с.

Для увеличения температуры пара внутри ЦСД до $t \approx 500^\circ \text{C}$ принимаем располагаемый теплоперепад первой ступени (№ 12) $H_0 = 100,0$ кДж/кг. Остальные ступени рассчитываем на $(H_0)_{\text{ст}}$.

Заданная диаметром первой ступени $d = 1,3$ м и при $\alpha_1 = 14^\circ$ и $r_{\text{ср}} = 0,2$ находим высоту сопловой лопатки $l_1 = 118$ мм. Тогда при $l_2 = 118 + 4 = 122$ мм корневой диаметр $d_k = 1,300 - 0,122 = 1,178$ м. При условии постоянства корневой диаметра d_k сопловый огибаем размеры последней ступени ЦСД $d = 1,635$ м и $l_{22} = 457$ мм.

На рис. 6.15 построены графики для диаметра d_k отношения скоростей, которое для второй ступени ЦСД принято $u_1/c_0 = 0,525$, а для последней ступени $u_1/c_0 = 0,58$. В первой же ступени, из-за очень большого теплоперепада $u_1/c_0 = 0,454$. Изотермический перепад всех ступеней (кроме первой) принимаем $H_0 = 0,93 H_0$. Тогда средний теплоперепад составляет: $(H_0)_{\text{ср}} = 79,4$ кДж/кг

88

Коэффициент возврата теплоты

$$\eta_r = 0,48 \cdot 10^3 (1 - 0,917) \cdot 712 \cdot \frac{9}{10} = 0,025,$$

и число ступеней

$$z = \frac{712 \cdot 1,025}{79,4} = 9,2$$

После округления получим $z = 9$

Из предварительного расчета находим, что Θ меняется от 11 до 3,6. Все ступени выполняются с лопатками переменного профиля. В первой ступени $\alpha_1 = 14^\circ$, а хорда сопловой лопатки $b_1 = 100$ мм (уменьшение хорды здесь возможно в связи с тем, что сопловые лопатки располагаются не в диффрагме, а в более жесткой конструкции корпуса). В остальных ступенях $\alpha_1 = 17^\circ$, а $b_1 = 140$ мм. Рабочие лопатки рассчитываются по $b_2 = 60$ мм.

Корневая реактивность во всех ступенях принята $\rho_k = 0,08$

Отметим, что увеличение степени реактивности в ступенях ЦСД так же, как и в ступенях ЦВД, связано с точки зрения осевого усилия из-за

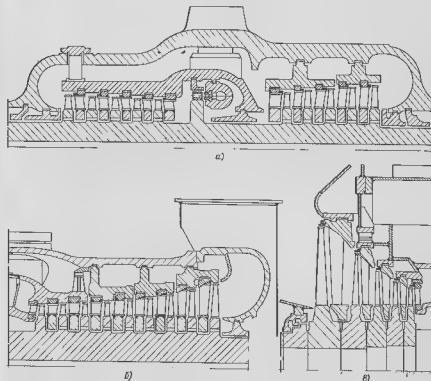


Рис. 6.16. Проточная часть турбины К 800-23,5 (к примеру расчета). а — ЦВД, б — один из потоков ЦСД, в — один из потоков ЦНД

распределенной двухточечной конструкции малого цилиндра, в то же время с ростом p улучшается обтекание рабочей решеткой. Однако при дифрагментной конструкции ступеней с более высокой реактивностью привели бы к недопустимой длине ротора ЦСД, так как большей реактивности соответствует меньший радиальный теплоперепад и, следовательно, увеличение массы ступени.

Определение средних и периферийной реактивности в первых ступенях ЦСД выполняется по формулам (3.79) и (3.80) в последующих по (3.71).

Отбор пара согласно табл. 6.4 производится после третьей (№ 14) пятой (№ 16) и седьмой (№ 18) ступеней.

Потери от утечки в ступенях вычисляются для дифрагментного уплотнения при $\mu_1 F_1/\sqrt{\gamma} = 3,6 \text{ см}^2$, а для периферийного при $\delta_{\text{вн}} = 0,8 \text{ мм}$.

Треугольные скорости изображены на рис. 6.14, процесс расширения пара в h , изображены на рис. 6.13. Проточная часть ЦСД представлена на рис. 6.16. При детальном расчете изменились $d_{\text{вн}}$, $\delta_{\text{вн}}$ и др.

Максимальный КПД ступени составил $\eta_{\text{ст}} = 0,875$. Во всех ступенях, кроме последней, принято, что скорость u_2 полностью используется в последней ступени. Однако во второй ступени для этого из-за $\alpha_2 = 66$ необходимо применять специально спроектированную сопловую решетку, рассчитанную на этот угол. В других ступенях $\alpha_2 = 83-92$.

Суммарная мощность ЦСД составит $N_{\text{ЦСД}} = 2\ 165\ 950 - 331\ 900 \text{ кВт}$. Давление пара за ЦСД равно $p = 0,275 \text{ МПа}$. Диаметрный КПД равен $\eta_{\text{дн}} = 0,905$.

Цилиндр низкого давления

Расход пара через каждый поток ЦНД составит известную часть, и с учетом отбора пара и утечки равен $G = 72,2 \text{ кг/с}$. Отбор пара производится после второй ступени ЦНД и перед последней ступенью.

Проектирование ЦНД выполняется с последней ступени, для нее выбраны высота рабочей лопатки $h_2 = 950 \text{ мм}$ и корневой диаметр $d_{\text{кр}} = 1,6 \text{ м}$. Таким образом, площадь $\Omega = 7,61 \text{ м}^2$, $\Theta = 2,68$. Все эти теоретические характеристики позволяют получить умеренные для такой машины турбинные потери с выходной скоростью, в то же время они не выходят за пределы размеров успешно работающих лопаток многих турбин (см. табл. 6.7).

Для организации отбора пара перед каждой ступенью с учетом работы при номинальной нагрузке турбины (см. § 7.4) выбираем теплоперепад на последней ступени $H_0 = 200 \text{ кДж/кг}$. Тогда отношение скоростей u_1/u_0 будет согласно (3.32) примерно оптимальным, несмотря на значительную среднюю степень реактивности. Как видно из анализа формулы (3.32), оптимальное отношение скоростей существенно зависит от относительной величины потерь с выходной скоростью $(u_2^2/u_0)^2$, которые в данном случае весьма велики. Детальный расчет подтверждает это.

Примем в первой ступени ЦНД тот же корневой диаметр $d_{\text{кр}} = 1,6 \text{ м}$. В отличие от ЦВД и ЦСД, где постоянство корневого диаметра и первую очередь ставит задачу унификации ступеней и обтекания технологией производства, в ЦНД постоянство корневого диаметра, выгодное по многим турбинам, ставит целью удлинение обтекания ступеней в внешних зонах (см. § 6.3 и рис. 6.5).

90

Выбрав отношение скоростей в первой ступени $u_1/u_0 = 0,56$ и увеличив его в предпоследней ступени до $u_1/u_0 = 0,68$, построим соответствующие графики на рис. 6.15. При этом для полного охвата меридионального обвода проточной части ЦНД с умеренным углом наклона обвода примем что в первой ступени $l_2 = 200 \text{ мм}$, т. е. $d_2 = 1,8 \text{ м}$.

Из диаграммы на рис. 6.15 считая, что во всех ступенях ЦНД, кроме первой, $H_0 = 0,95 H_0$, находим средний теплоперепад $(H_0)_{\text{ср}} = 133,4 \text{ кДж/кг}$.

Коэффициент возврата теплоты (с учетом, что часть процесса расширения пара проходит ниже пограничной кривой $x-1$) равен

$$q_r = 0,33 \cdot 10^{-1} (1 - \eta_{\text{ст}}^{\text{ср}}) H_0^{\text{ср}} = 0,33 \cdot 10^{-1} (1 - 0,889) \cdot 676 \cdot \frac{4}{5} = 0,020$$

Тогда число ступеней

$$z = \frac{676 \cdot 1,020}{133,4} = 5,17$$

Округляем до $z = 5$.

В отличие от ЦВД и ЦСД в ЦНД все ступени индивидуальные: сопловые и рабочие лопатки закручены, с разными профилями хорд, профили также различны. В первой ступени принят угол $\alpha_1 = 10^\circ$. Увеличение этого угла приводит к меньшей высоте лопаток и несимметрично большому углу наклона меридионального обвода на периферии, уменьшающее же вызовет рост потерь при обтекании решеток ступени.

Достаточно большая проточная часть (см. рис. 6.16) и углы выхода $\gamma_2 \approx 90^\circ$ позволяют рассчитывать, что в каждой ступени (кроме первой) будет полностью использована скорость выхода из предпоследней ступени.

Удельная тепловая площадь дифрагментных уплотнений примем $\mu_1 F_1/\sqrt{\gamma} = 16,2 \text{ см}^2$, эквивалентный зазор на периферии рабочих лопаток, выполняемых с периферийным бандажом примем различным (наибольшим в последней ступени).

Отбор пара перед последней ступенью почти оптимально организовать, выходящую вгн и улучшить обтекание периферийной зоны сопловых решеток, необходимо при столь большом наклоне обвода дифразмы последней ступени.

Последние три ступени работают в одном и том же. В связи с этим вводим поправку на коэффициенты расхода согласно рис. 2.40. Кроме того, по формуле (4.50) подсчитываются потери от вихляности при $k_0 = 0,9$

$$\zeta_{\text{вх}} = 2 \frac{u}{u_0} [0,916 + 0,35 (\gamma_2 - \gamma_0)]$$

Треугольные скорости ступеней ЦНД, рассчитанные на среднем диаметре, представлены на рис. 6.14.

Последняя ступень турбины построена с учетом изменений параметров потока по радиусу, рассчитана и спроектирована в примере § 3.5. Особностью расчета ее по решеточному диаметру, представленного в табл. 6.5, является сверхзвуковое истечение из решеток. При этом площади их определяются по уравнению

$$F_1 = G_1 / (c_1 \cdot u_1) \quad \text{и} \quad F_2 = G_2 / (c_2 \cdot u_2)$$

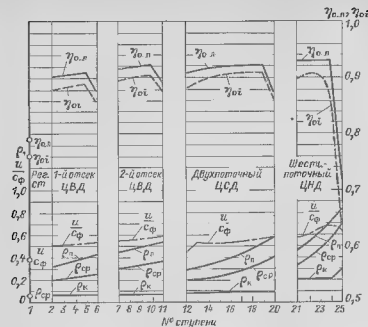


Рис 6.17 Характеристики ступеней турбины К-800-23.5 (к примеру расчета)

При построении треугольников скоростей учитывались по формулам (2.53) отклонение потока в косом срезе решеток В табл 6.5 для этой ступени приведены значения эффективных углов α_k и β_{2k} и угол выхода α_k и β_2 .

Из расчета ступени по среднему диаметру потеря с выходной скоростью составляет $\Delta H_{\text{в.с.}} = 47,6$ кДж/кг.
 Диаграммный КПД проточной части ЦНД составляет $\eta_{\text{цп.цн}}^{\text{ДНД}} = 0,804$
 Суммарная внутренняя мощность всех ЦНД равна $N_{\text{в}} = 6 \cdot 37\,250 = 223\,500$ кВт
 Суммарная внутренняя мощность всей турбины составляет

$$N = N_{\text{в}}^{\text{ЦВД}} + N_{\text{в}}^{\text{ЦСД}} + N_{\text{в}}^{\text{ЦНД}} = 813\,890 \text{ кВт}$$

Электрическая мощность генератора равна

$$N_{\text{э}} = N_{\text{в}} \eta_{\text{г.т.}} = 813\,890 \cdot 0,997 = 808\,200 \text{ кВт}$$

На рис 6.13 показан процесс расширения пара в турбине в h -s-диаграмме, построенный на основании выполненного детального расчета, он, как видно, немного отличается от построенного в результате предварительного расчета.

На рис.6.17 показано изменение характеристик всех ступеней турбины. После проведенных расчетов уточняются все параметры тепловой схемы, детально проектируются ступени большой точности. Кроме того, могут потребоваться изменения в расчете после проверки всех элементов турбины на прочность и вибрацию и определения осевых усилий.

Результаты расчетов сведены в табл 6.5

1 Какие основные показатели качества предъявляются к проектируемым энергетическим турбинам и турбоустановкам?

2 От чего зависит величина конечного давления принимаемого при проектировании конденсационной турбины?

3 Как подсчитывается для группы турбин одинакового типоразмера средняя наработка на отказ?

4 Коэффициент использования мощности является важным показателем эксплуатации энергоблока электростанции, энергосистемы. Как он подсчитывается? От каких основных факторов он зависит?

5 В энергосистеме имеется ТЭС со сверх и докритическими параметрами пара и АЭС. В каких из этих трех видов электростанций технико-экономически целесообразно иметь наименьший коэффициент использования мощности?

6 Укажите численные значения требуемых ГОСТ основных показателей надежности энергетических турбин

7 Как качественно зависит разница между принимаемыми при проектировании номинальной и максимальной мощностями от планируемого (в случае высокой надежности работы оборудования) коэффициента использования мощности?

8 Как номинальное давление в конденсаторе сказывается на конструкции турбины ее стоимости на экономичности турбины и турбоустановки?

9 Почему в разных странах мира турбины для привода электрогенераторов имеют разную частоту вращения? Какал она у турбин, установивших на отечественных электростанциях для привода двух и четырех полюсных генераторов?

10 Какие основные особенности возникают при проектировании групп ступеней высокого, среднего и низкого давления? Какие примерно величины КПД этих групп?

11 Укажите особенности, преимущества и недостатки турбин активного и реактивного типов

12 Как оценить расход пара в конденсатор для турбины с регенеративными отборами пара при известных мощностях турбоагрегата и КПД турбоустановки?

13 Что такое предельная мощность однопоточной конденсационной турбины? От чего она главным образом зависит? Каковы пути ее увеличения?

14 Назовите размеры максимально длинных последних лопаток быстроскоростных и тихоходных турбин отечественных заводов. Из каких материалов эти лопатки изготовлены?

15 Что такое ступень Баумана (двухъярусная ступень при полуторном выходе из ЦНД)? Каковы преимущества и недостатки ее использования?

16 Почему в группе нерегулируемых ступеней высокого давления располагаемые теплогереград H_0 обычно одинаковы, а в группе ступеней низкого давления различны?

17 Почему в части высокого давления турбины (или в турбине с противодавлением) увеличение числа ступеней обычно приводит к повышению КПД всей группы?

18 Какие плюсы и минусы имеет для группы ступеней тот или иной закон изменения корневого диаметра?

19 Какие достоинства имеет унификация группы ступеней? Чем они обусловлены?

20 Чем определяется размер хорды корневого сечения рабочих лопаток унифицированной группы ступеней? Как он подсчитывается?

21 Проектируется группа унифицированных ступеней, получаемых под резкой у периферии сопловых и рабочих лопаток при исходной последней ступени надежность которой проверена и по расчету обеспечена. По каким причинам требования надежности могут привести к той или иной (какой) частичной разунификации?

22 Каковы основные принципы оптимизации группы (отсека) ступеней? При оптимизации группы унифицированных ступеней иногда можно ограничиться оптимизацией только одной средней в группе ступени. В каких случаях и почему КПД таким образом спроектированного отсека будет заметно ниже, чем при полной детальной его оптимизации?

23 Как влияет выбор частоты вращения турбин для привода электрического генератора на конструктивную схему турбины? На экономичность турбоагрегата? В каких частях турбины, как и почему различается КПД при различной (например 50 и 25 1/с) частоте вращения?

24 Объясните почему большинство мощных турбин насыщенного пара выполняются тихоходными – для привода четырехполюсного генератора.

25 От каких факторов зависит технико-экономическая целесообразность выбора частоты вращения турбин насыщенного пара?

26 Почему в отличие от мощных турбин насыщенного пара ЦВД турбин на высокие начальные параметры пара не выполняются двухточечными?

27 Что такое двухвалный турбоагрегат? Его достоинства и недостатки. Какие возможны варианты выбора частот вращения для отдельных валов такого агрегата?

28 Как влияет на тепловую экономичность, надежность и стоимость мощной конденсационной турбины число цилиндров низкого давления? От чего зависит технико-экономический выбор числа ЦВД?

29 Какие наибольшие число цилиндров имеют изготовленные в настоящее время турбины? Что ограничивает увеличение числа цилиндров?

Глава седьмая

РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ

7.1. СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ И ЕЕ РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Выбор параметров переменного режима

Каждая ступень рассчитывается для одного определенного так называемого расчетного режима, для которого находятся скорости пара, строятся треугольники скоростей, выбираются профили и размеры сопловых и рабочих решеток. Для этого режима определяются КПД и мощность ступени, прочностные характеристики ее элементов (рабочих и сопловых лопаток,

диска, диафрагмы), осевые усилия. Методы расчета турбинных ступеней были рассмотрены в гл 3 и 4 в § 5.5. Необходимые при этих расчетах прочностные характеристики элементов ступени представлены в [14а, 21, 26].

При изменении мощности турбины, а следовательно, и расхода пара, при отклонении от номинальных значений параметров пара (начальных, промежуточного перегрева, конечного давления, давления за цилиндрами и отсеками проточной части), при изменении размеров ступени и т.д. тепловой процесс ступени также подвергается изменениям, иногда весьма значительным. При этом меняются скорости пара, реактивность, КПД, мощность ступени, прочностные ее характеристики. Для стационарных турбин, служащих для привода электрогенератора, нормально работающих с неизменной частотой вращения, окружные скорости сохраняются постоянными. Для приводных и транспортных турбин, а также при некоторых (переходных) режимах энергетических турбин меняются частота вращения и следовательно окружные скорости.

Рассмотрение переменного (нерасчетного) режима работы ступени следует начать с характеристик турбинных решеток из которых состоит ступень. Изменение режима обтекания решеток (в том числе чисел Ma и Re , углов входа и влажности) было рассмотрено в гл 2. Проанализируем влияние параметров пара на расход через решетку. Принципиально нет разницы, идет ли речь о неподвижной сопловой или вращающейся рабочей решетке. Для определения расхода пара через сопловую решетку важны параметры торможения перед p_0 и $T_0(h_0)$ и давление за ней p_1 . Для рабочей решетки этими параметрами являются параметры торможения в относительном движении $\bar{p}_{1отн}$ и $\bar{T}_{1отн}(h_{1отн})$ и давление за ней p_2 (см рис 3.3 и 3.8). В то же время для суживающихся и расширяющихся решеток зависимость расхода пара от давления различна.

Расход пара через суживающиеся решетки

При неизменных параметрах перед решеткой и переменном передаточном давлении p_1 расход пара меняется по закону, изображенному на рис 2.3. Участок ab линии изменения приведенного (относительного) расхода $q = G/G_0$, выражается уравнением (2.19) (см также приложение 2), где отношение давлений равно отношению $\epsilon_1 = p_1/\bar{p}_0$ для сопловой и $\epsilon_2 = p_2/\bar{p}_{1отн}$ для рабочей решеток. В ряде случаев удобно вместо (2.19) пользоваться приближенным уравнением эллипса (2.21), которое при соответствующем выборе масштаба заменяется уравнением дуги окружности.

Рассмотрим, как меняется расход пара, протекающего через суживающуюся, например сопловую, решетку при

одновременном изменении как давления $\bar{p}_0$ перед, так и давления p_1 за ней

Если на выходе из решетки такое глубокое разрежение, что $\varepsilon_1 = p_1/\bar{p}_0 \rightarrow 0$, то расход пара через решетку является критическим, т.е. наибольшим при данных параметрах перед решеткой (параметрах торможения) и согласно (2.18) и (2.36) равен

$$G_{*0} = \chi \mu_1 F_1 \sqrt{p_0/t_0} \quad (7.1)$$

где χ зависит от показателя изопоэтропы (см. табл. 2.1 и приложение 2). Для перегретого пара $\chi \approx 1,3$ и $\chi \approx 0,667$.

Наибольшему в данных условиях начальному давлению $\bar{p}_0^{\text{макс}} = p_{00}$, очевидно, будет соответствовать максимальный критический расход пара $G_{*0}^{\text{макс}} = G_{00}$. Согласно (7.1) отношение критического расхода пара при начальном давлении $\bar{p}_0$ к максимальному критическому расходу, соответствующему давлению $\bar{p}_{00}$ составит при неизменных коэффициенты расхода и показателе изопоэтропы

$$\frac{G_{*0}}{G_{00}} = \sqrt{\frac{p_0/t_0}{p_{00}/t_{00}}} \quad (7.2)$$

Обозначим

$$\tau_0 = p_0 t_0 / \bar{p}_{00} t_{00} \quad (7.3)$$

При $\tau_0 = 1$ получим

$$\frac{G_{*0}}{G_{00}} = \frac{\bar{p}_0}{\bar{p}_{00}} = \varepsilon_0,$$

т.е. критический расход пара пропорционален давлению торможения перед решеткой. Этот результат точен лишь в том случае, когда при всех режимах произведение $p_0 t_0$ сохраняется постоянным.

В противном случае отношение удельных объемов будет зависеть не только от отношения давлений, но и от этого произведения (или от температуры пара), и относительный пропуск пара должен определяться непосредственно по формуле (7.2), которая после преобразований приобретает вид

$$\frac{G_{*0}}{G_{00}} = \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{p_{00} t_{00}}{p_0 t_0}} = \frac{\varepsilon_0}{\sqrt{\tau_0}} \approx \varepsilon_0 \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \quad (7.4)$$

Здесь произведена замена произведения $\bar{p}_0 t_0$ температурой T , К, по уравнению состояния $p_0 t_0 \approx R T_0$ т.е. $\tau_0 \approx T_0/T_{00}$, что допустимо при приближенных расчетах, а также для перегретого пара в определенной зоне параметров. Отметим, что на некоторых тепловых диаграммах проведены линии

$p v = \text{const}$. В приложении 1 в программах для взаимозависимостей термодинамических свойств водяного пара одним из результирующих параметров является произведение $p v$.

Если, поддерживая постоянное давление $\bar{p}_0$ перед решеткой, менять давление за ней, то закон изменения расхода пара изобразится линией ABC (рис. 7.1), причем критическое отношение давлений для перегретого пара ($\chi = 1,3$) и изопоэтропийного процесса будет достигнуто при $p_1/\bar{p}_0 = \varepsilon_{*0} = 0,546$ или также при $p_1/\bar{p}_{00} = 0,546 \varepsilon_0$, а нулевой расход пара $G \rightarrow 0$ при $p_1/\bar{p}_0 = 1,0$, т.е. при

$$\frac{p_1}{p_{00}} = \frac{p_0}{p_{00}} \varepsilon_0$$

Таким образом, три основные точки A, B, C кривой рис. 7.1 (точка критического расхода пара, точка критического отношения давлений и точка нулевого расхода пара) при изменении давления перед решеткой сдвигаются пропорционально этому давлению.

Применим следующие обозначения относительных величин расход пара, выраженный в долях от максимального критического расхода, $q_0 = G/G_{00}$, относительное начальное давление $\varepsilon_0 = \bar{p}_0/\bar{p}_{00}$, относительное конечное давление $p_1/\bar{p}_{00} = \varepsilon_1$. Кроме того, заметим, что $G_0/G_{00} = \varepsilon_0$ и $\varepsilon_1 = 0,546 \varepsilon_0$.

Воспользуемся формулой (2.21), представляющей связь между расходами и давлениями в докритической области,

получим

$$\left(\frac{q_0}{\varepsilon_0} \right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_1}{1 - \varepsilon_0} \right)^2 = 1, \text{ и, произведя простые преобразования,}$$

или

$$\left(\frac{\varepsilon_1}{1 - \varepsilon_0} \right)^2 + q_0^2 = \varepsilon_0^2 \quad (7.5)$$

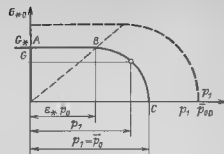


Рис. 7.1 Кривые изменения расхода пара через турбинную решетку с суживающимися каналами

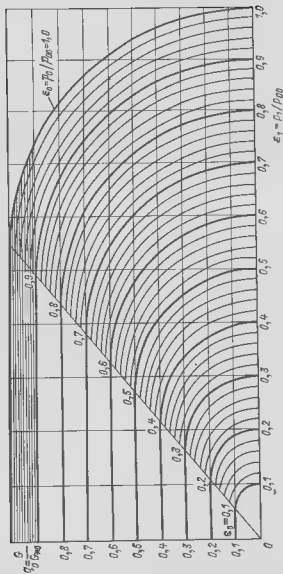


Рис 7.2. Сетка А. В Щеглева для относительных расходов пара через турбинную решетку с суживающимися каналами ($\epsilon_0 = 0.546$)

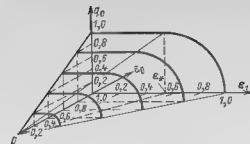


Рис 7.3. Конус расходов пара через турбинную решетку с суживающимися каналами

В этих выражениях, как и ранее в гл 2, для простоты записи давления торможения p_0 можно заменить на статические давления перед решеткой p_0 . Это не строго и поэтому при точных расчетах, особенно когда речь идет о рабочих решетках, где начальная (относительная) скорость w_1 часто весьма значительна, следует пользоваться параметрами торможения. Уравнение (7.5) связывает между собой относительный расход пара через суживающуюся решетку q_0 с начальным и конечным относительными давлениями ϵ_0 и ϵ_1 .

На диаграмме рис. 7.2 построена сетка расходов, выражающая эту зависимость. Уравнение (7.5) справедливо лишь в зоне изменения ϵ_1 от $\epsilon_1 - \epsilon_0 \epsilon_0$ до $\epsilon_1 - \epsilon_0$.

При соответствующем выборе масштабов дуги эллипсов, отвечающие уравнению (7.5), представляются дугами окружностей. В критической области, когда $\epsilon_1 < \epsilon_0 \epsilon_0$, расход пара сохраняется неизменным и составляет $q_0 - \epsilon_0$. Очевидно, что диаграмма рис 7.2 может быть построена не по уравнению эллипса, а по формуле (2.19). Диаграмма рис 7.2 может быть построена и в пространственных координатах. Отложив по трем осям координат относительные значения ϵ_0 , q_0 , ϵ_1 , получим на рис 7.3 коническую поверхность, изображающую закон изменения относительного пропускания пара через суживающуюся решетку при изменении начального и конечного давлений, но при постоянном произведении $p_0 w_0 = \text{const}$. Ка сательный к поверхности конуса плоский треугольник соответствует области критических расходов пара.

Сетка расходов на рис 7.2 была предложена А. В. Щеглевым и носит его имя.

Пример 7.1 Пользуясь диаграммой рис 7.2, можно зная две из трех относительных величин ϵ_0 , ϵ_1 , q_0 , определить третью. Так, например, если известны относительные давления перед $\epsilon_0 = 0.7$ и за решеткой $\epsilon_1 = 0.6$, то, следуя по линии $\epsilon_0 = 0.7$ до пересечения ее с ординатой $\epsilon_1 = 0.6$, находим

относительный пропуск пара, который составляет $q_0=0,51$. Если наоборот заданными являются относительный пропуск пара, который, например составляет $q_0=0,3$, и относительное давление при выходе из решетки (например $\epsilon_1=0,7$), а требуется определить давление перед сопловой решеткой, необходимое для обеспечения пропуск $q_0=0,3$, то пересечение линий $\epsilon_1=0,7$ и $q_0=0,3$ укажет на сетке линий $\epsilon_0=\text{const}$ необходимое давление перед решеткой, которое для рассматриваемого примера составляет $\epsilon_0=0,73$. Те же результаты могут быть получены из уравнения (7.5). Решив его для первого примера относительно q_0 , найдем

$$q_0 = \sqrt{\epsilon_0^2 \frac{(\epsilon_1 - \epsilon_0 \epsilon_0)^2}{(1 - \epsilon_1)^2}} = \frac{1}{1 - \epsilon_1} \sqrt{[\epsilon_0 - 2\epsilon_0 \epsilon_1 + \epsilon_1](\epsilon_0 - \epsilon_1)} \quad (7.6)$$

Подставив для перегретого пара $\epsilon_1=0,546$, получим

$$q_0 = 2,2 \sqrt{[\epsilon_1 - 0,092\epsilon_0](\epsilon_0 - \epsilon_1)}$$

и для приведенного выше примера при $\epsilon_1=0,6$ и $\epsilon_0=0,7$ определим $q_0=0,51$

Точно так же, решив уравнение (7.5) относительно ϵ_0 , получим

$$\epsilon_0 = \frac{1}{2\epsilon_1 - 1} [\epsilon_1 \epsilon_1 - (1 - \epsilon_1) \sqrt{\epsilon_1^2 q_0^2 (1 - 2\epsilon_1)}]$$

что для перегретого пара может быть представлено в виде

$$\epsilon_0 = 10,87 (0,546\epsilon_1 - 0,454 \sqrt{\epsilon_1^2 - 0,092q_0^2})$$

Для нашего примера $q_0=0,3$ и $\epsilon_1=0,7$ найдем $\epsilon_0=0,729$. Такое же значение $\epsilon_0=0,729$ получим (с точностью до третьего знака), используя точную формулу, базирующуюся на зависимостях, представленных в приложении 2

$$\epsilon_0 = [0,5\epsilon_1^m + \sqrt{0,25\epsilon_1^{2m} + q_0^2(A\epsilon_1^{2,5})}]^{1/m} \quad (7.7)$$

Здесь $m = (\kappa - 1)/\kappa$, $A = \frac{2}{\kappa} \frac{1}{1} \left(\frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\kappa + 1}$

Расход пара через расширяющиеся решетки

Обтекание расширяющихся решеток, в том числе при переменном режиме, существенно отличается от рассмотренного выше обтекания суживающихся решеток, что ясно из § 2.5

Расход пара через сопло или решетку согласно уравнению неразрывности при неизменных условиях на входе изменяется только при меняющихся параметрах в минимальном сечении (горле)

$$G = F_1 F_{\text{max}} \frac{c_r}{r_r} \quad (7.8)$$

где c_r и r_r — теоретические скорость и удельный объем пара в минимальном сечении (горле)

Для суживающихся решеток при отношении давлений меньше критического $\epsilon_1 \leq \epsilon_c$ параметры в минимальном сечении неизменны и равны критическим c_1, a_1, τ_1

В расширяющейся же решетке, как было показано в § 2.5, в минимальном сечении параметры равны критическим $p_c = p_*$, $c_* = c_*$, a_* , τ_* , v_* и при $\epsilon_1 > \epsilon_c$. Только при отношении давлений, большем, чем предельное $\epsilon_1 > \epsilon_{\text{кр}}$, параметры пара в минимальном сечении будут уже не равны критическим. Предельное отношение давлений $\epsilon_{\text{кр}} = p_{\text{кр}}/p_0 > \epsilon_c$ больше критического и зависит от степени расширения канала F_1/F_{max}

Запишем уравнение неразрывности при изотропном процессе для режима с отношением давлений, равным предельному. При этом режиме расход еще остается равным критическому $G = G_c$. Для минимального сечения уравнение неразрывности запишется (при $\mu_1=1$) в виде

$$G_c = F_{\text{max}} \frac{a_c}{v_c} \quad (7.9)$$

и для выходного сечения F_1 в виде

$$G_c = F_1 \frac{c_{\text{кр}}}{v_{\text{кр}}} \quad (7.10)$$

здесь $c_{\text{кр}}$ и $v_{\text{кр}}$ — скорость и удельный объем пара в сечении F_1 и следовательно, за решеткой при $p_{\text{кр}} = \epsilon_{\text{кр}} p_0$. Из (7.9) и (7.10) получим

$$\frac{F_{\text{max}}}{F_1} \frac{c_{\text{кр}}}{a_c} = \frac{r}{u_c v_{\text{кр}}}$$

Используя зависимости из приложения 2 уравнение изотропии

$$p_{\text{кр}} v_{\text{кр}}^{\kappa} = p_c v_c^{\kappa} = \text{const},$$

получаем

$$\frac{F_{\text{max}}}{F_1} \sqrt{A \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa + 1} \frac{\epsilon_{\text{кр}}}{\epsilon_{\text{кр}}}} \quad (7.11)$$

где $A = A(\kappa)$ по формуле (7.7). Формула (7.11) соответствует выражению (2.19) при $\epsilon = \epsilon_{\text{кр}}$. Выражение (2.19) для приведенного расхода q принимая во внимание, что

$$\epsilon_c = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa / (\kappa - 1)}$$

можно заменять эллиптической зависимостью (2.21). Таким образом, вместо (7.11) можно записать

$$\frac{F_{\text{max}}}{F_1} = \sqrt{1 - \left(\frac{\epsilon_{\text{кр}} - \epsilon_c}{1 - \epsilon_c} \right)^2} \quad (7.12)$$

Отсюда получаем формулу для предельного отношения давлений расширяющейся решетки

$$\epsilon_{\text{кр}} = \epsilon_c + (1 - \epsilon_c) \sqrt{1 - (F_{\text{max}}/F_1)^2} \quad (7.13)$$

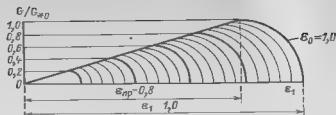


Рис 7.4 Счета расходов пара для расширяющейся решетки при $F_{\text{max}}/F_1 = 0.829$ и $\varepsilon_0 = 0.546$

При $F_{\text{max}}/F_1 = 1$ что соответствует сужающейся решетке, $\varepsilon_{\text{пр}} = \varepsilon_0$. Таким образом, для расширяющейся решетки изменение расхода пара в зависимости от отношения давлений описывается на диаграммой рис 7.2, а аналогичной диаграммой, представленной на рис 7.4. Здесь расход пара остается постоянным не при $\varepsilon \leq \varepsilon_0$, а при $\varepsilon \leq \varepsilon_{\text{пр}}$. При одновременном изменении конечного и начального давлений, но при постоянном произведении $p_0/\varepsilon_0 = \text{const}$ относительный пропуск пара через расширяющуюся решетку может быть представлен аналогично рис 7.2 диаграммой рис 7.4, в которой, однако, предельное отношение давлений зависит от степени расширения решетки F_1/F_{max} .

Используя зависимости, приведенные в приложении 2, можно все рассмотренные выше формулы и диаграммы для расхода пара представить не как функции отношения давлений, а как функции чисел $M_1 - c_{11}/a_1$ (или $\lambda_{11} - c_{11}/a_1$).

Критерии для анализа переменного режима работы ступени

При детальном расчете переменного режима работы ступени (см. ниже § 7.3) необходимо знать все размеры ступени и физические параметры давления, удельные объемы, а также расход пара и частоту вращения. Однако во многих случаях для определения основных результирующих характеристик ступени, в частности реактивности и КПД, удобно использовать безразмерные относительные переменные критерии. Базируясь на теории подобия [45], используем следующие критерии:

- показатель изэнтропии χ ,
- отношение давлений $\varepsilon_{\text{ст}} - p_2/\bar{p}_0$, которое может быть заменено фиктивным (подсчитываемым по фиктивной скорости c_ϕ) числом M_ϕ (см. приложение 2)

$$M_\phi = \frac{c_\phi}{a_2} = \sqrt{\frac{2}{\chi}} \frac{1}{1} (\varepsilon_{\text{ст}}^{(1-\chi)/\chi})$$

Относительное изменение числа M_ϕ будет функцией трех величин

$$M_\phi/M_{\phi 0} = f(\chi, \varepsilon_{\text{ст}}, \varepsilon_{\text{ст} 0}),$$

в) отношение скоростей χ_ϕ и c_ϕ , где

$$\chi_\phi = \sqrt{2H_0} \sqrt{\frac{2\chi}{\chi}} \frac{1}{\bar{p}_0 v_0 (1 - \varepsilon_{\text{ст}}^{(1-\chi)/\chi})}$$

Обозначив индексом 0 все характеристики и параметры относящиеся к расчетному (номинальному) режиму, получим

$$\frac{\chi_\phi}{\chi_{\phi 0}} = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{H_{00}}{H_0}} \quad (7.14)$$

или, пренебрегая изменением показателя изэнтропии χ , приняв, что $p \approx RT$, и обозначив $m - (\chi - 1)/\chi$,

$$\frac{\chi_\phi}{\chi_{\phi 0}} = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon_{\text{ст}}^m}{1 - \varepsilon_{\text{ст}}^m}} \frac{1}{\sqrt{\varepsilon_0}} \quad (7.14a)$$

г) число Рейнольдса Re_ϕ , подсчитываемое по фиктивной скорости c_ϕ , хорде профиля одной из решеток на каком-то радиусе (если лопатки выдолблены с переменной по высоте хордой, то например по хорде сопловой решетки на среднем радиусе) $b_{1\text{ст}}$, и по вязкости ν_2 соответствующей состоянию пара за ступенью, $Re_\phi = c_\phi b_{1\text{ст}}/\nu_2$.

Для влажного пара добавляются специфические характеристики влажности, рассмотренные выше в § 2.8 и 4.4, в том числе степень влажности y , дисперсность, доля крупнодисперсной влаги $\lambda_{\text{кр}}$.

При анализе переменного режима, особенно если речь идет о ступенях, работающих перегретым паром, можно не учитывать влияния изменения тех или иных критериев. Обычно не учитывается изменение показателя изэнтропии χ , часто числа Re_ϕ настолько велики, что можно пренебречь влиянием их изменения. В ступенях, где скорости потока невелики, где когда принято считать, что рассматривается поток газодинамически несжимаемой жидкости, то можно пренебречь и влиянием числа M_ϕ (обычно при $M_\phi < 0.3$ - 0.5).

Однако в ряде случаев эти допущения могут привести к заметной погрешности расчета. Например при сравнении результатов исследований в экспериментальных турбинах и в натурных условиях, если опыты, скажем, проводились на воздухе, может оказаться необходимым учесть изменение показателя изэнтропии; также в модели может оказаться малым число Re_ϕ . Следует учитывать, что при больших числах $Re_\phi > (5 - 6) \cdot 10^5$ характеристики решеток практически

можно определять без учета влияния числа Re_ϕ . Однако при подсчете утечек, когда при малых проходных сечениях зазора и небольших в них скоростях числа Re невелики, их влияние на потери от утечек, а также на осевые усилия (см. § 5.5) может оказаться опутным.

Часто при анализе некоторых задач переменного режима работы ступени оказывается удобным использовать иные переменные. Как будет показано ниже, многие задачи переменного режима приходится решать при заданных параметрах пара за ступенью. В этом случае вместо u/c_ϕ и M_ϕ целесообразно использовать отношение скоростей z

$$z = \frac{u}{w_{21}} = \frac{\mu_2 F_{21}}{G v_{21}} \approx \frac{F_{21}}{G v_2} \quad (7.15)$$

Тогда относительная величина z/z_0 (при $F_2 = F_{20} = \text{const}$)

$$\frac{z}{z_0} = \frac{u/w_{21}}{u_0/w_{20}} = \frac{n}{n_0} (G v_2)_0 \quad (7.16)$$

Отношение z/z_0 можно использовать только при докритическом режиме в решетках ступени

Вместо фиктивного числа M_ϕ , для подсчета которого надо знать новый теплоперепад ступени H_0 (или новое отношение давлений $\varepsilon_{\text{ст}}$), используется число $M_{21} = w_{21}/a_{21}$, подсчитываемое по относительной скорости выхода пара из рабочей решетки

$$M_{21} = \frac{w_{21}}{a_{21}} = \frac{G_{21} F_{21}}{\mu_2 \sqrt{\kappa p_2 v_{21}}} \quad \text{или} \quad M_{21} = \frac{w_{21}}{a_{21}} = \frac{w_{21}}{\sqrt{\kappa p_2 v_2}} \quad (7.17)$$

Очевидно, что

$$M_{21} = \frac{G}{G_0} \sqrt{\frac{p_{20}}{p_2}} \frac{v_2}{v_{20}} \quad (7.18)$$

Введем новый параметр $\tilde{M}_{21}$ (при $M_{21} > 1$)

$$\tilde{M}_{21} = \frac{w_{21}}{a_{21}} = \frac{G_{21} F_{21}}{\mu_2 \sqrt{\kappa p_2 v_{21}}} = \frac{G F_{21}}{\mu_2 \sqrt{\kappa p_2 v_{21}}} \approx \sqrt{\frac{G F_{21}}{\kappa p_2 v_{21}}} \quad (7.19)$$

При $\tilde{M}_{21} > 1$ выражение (7.19) не является числом M , так как подсчитывается скорость $w_{21} = G v_{21}/\mu_2 F_{21}$, в то время как ее надо определять по уравнению неразрывности, где подставляется не минимальное сечение F_2 , а большее значение площади с учетом отклонения потока в косом срезе (см. § 2.5)

Отношение $\tilde{M}_2/\tilde{M}_{20}$ согласно (7.19) найдется как

$$\frac{\tilde{M}_2}{\tilde{M}_{20}} = \frac{G v_2}{G_0 v_{20}} \sqrt{\frac{(p_2 v_2)_0}{p_2 v_2}} \quad (7.20)$$

При исследовании последней ступени конденсационной турбины можно приближенно принять, что в области реального изменения параметров потока за ступенью практически не меняется произведение $p_2 v_2$ (или $p_{21} v_{21}$). Тогда из (7.20) получим

$$\tilde{M}_2/\tilde{M}_{20} = G v_2/G_0 v_{20} \quad (7.21)$$

При неизменной частоте вращения, поскольку и

$$z/z_0 = (G v_2)_0/(G v_2),$$

получаем, что характеристики последней ступени практически зависят только от отношения объемных пропусков пара, подсчитываемых по состоянию за ступенью. Влияние изменения влажности и числа Re_ϕ обычно учитывается в форме отдельных поправок

Изменение степени реактивности

Сначала проанализируем, как меняется реактивность ступени r при изменении отношения скоростей u/c_ϕ . При этом пока будем предполагать, что или число M_ϕ (или соответственно отношение давлений $\varepsilon_{\text{ст}}$) не меняется, или скорости пара настолько невелики, что можно не учитывать влияние изменения числа M_ϕ (или $\varepsilon_{\text{ст}}$).

Представим, что для какого-то расчетного режима известны все характеристики ступени и ее решеток, в том числе построены (для среднего диаметра) треугольники скоростей (рис. 7.5). Запишем уравнение неразрывности для выходных сечений сопловой F_1 и рабочей F_2 решеток при докритическом режиме

$$G_1 = \mu_1 F_1 c_{11}/v_{11} \\ G_2 = \mu_2 F_2 w_{21}/v_{21}$$

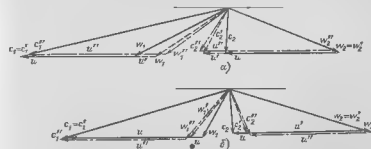


Рис. 7.5 Треугольники скоростей для турбинных ступеней при изменении отношения скоростей u/c_ϕ вследствие изменения окружной скорости u а) ступень с небольшой расчетной степенью реактивности ($r_0 = 0.1$) при увеличении отношения скоростей, б) ступень с большой расчетной степенью реактивности ($r_0 = 0.4$) при уменьшении отношения скоростей. Расчетный режим — изменение режим (первое приближение), — измененный режим (окончательный расчет)

Обозначив все параметры и характеристики ступени при расчетном режиме индексом 0, получим

$$\frac{w_{21}/c_{11}}{(w_{21}/c_{11})_0} = \frac{G_2/G_1}{(G_2/G_1)_0} \frac{F_1/F_2}{(F_1/F_2)_0} \frac{v_{21}/v_{11}}{(v_{21}/v_{11})_0} \frac{\mu_1/\mu_2}{(\mu_1/\mu_2)_0} \quad (7.22)$$

Если считать, что размеры ступени не изменялись, т. е.

$$F_1/F_2 = (F_1/F_2)_0,$$

и что относительная доля протечек помимо решеток ступени также оставалась постоянной или вообще незначительна, т. е.

$$G_2/G_1 = (G_2/G_1)_0,$$

то получаем

$$\frac{w_{21}/c_{11}}{(w_{21}/c_{11})_0} = \frac{v_{21}/v_{11}}{(v_{21}/v_{11})_0} \frac{\mu_1/\mu_2}{(\mu_1/\mu_2)_0} \quad (7.23)$$

Если предположить, что коэффициенты расхода решеток при изменении u/c_ϕ остаются постоянными

$$\mu_1/\mu_2 = (\mu_1/\mu_2)_0,$$

и в первом приближении принять, что отношение удельных объемов за решеткой также остается постоянным, то получим

$$w_{21}/c_{11} = (w_{21}/c_{11})_0. \quad (7.24)$$

Поскольку при увеличении окружной скорости, неизменной величине $c_1 = \varphi c_{11}$ и $\beta_1 < 90^\circ$ относительная скорость входа в рабочую решетку уменьшается, а согласно (7.24) $w_{21} = \text{const}$, то очевидно, что этой величине относительной скорости на выходе из решетки должно соответствовать увеличение степени реактивности, т. е. поток в рабочей решетке должен еще больше ускоряться. Это видно из выражения

$$w_{21} = \sqrt{2\rho H_0 + w_1^2}$$

Наоборот, уменьшение u/c_ϕ при тех же условиях требует, чтобы в рабочей решетке поток ускорялся в меньшей степени или даже замедлялся. В последнем случае степень будет работать с так называемой отрицательной реактивностью (рис 76), т. е. при $p_1 < p_2$

Отрицательная реактивность $\rho < 0$ отнюдь не означает изменения направления потока, поскольку при этих режимах остается справедливым условие

$$0,5w_1^2 > (-\rho H_0) \text{ и } w_{21} > 0$$

Этот анализ влияния отношения скоростей на реактивность, и в том числе появления отрицательной реактивности, подтверждается опытами, проводимыми в экспериментальных турбинах.

Изменение ρ в зависимостях от u/c_ϕ можно найти [45] следующим образом

После ряда несложных преобразований выражений для скоростей c_{11} и w_{21} имеем

$$\left(\frac{w_{21}}{c_{11}}\right)^2 = \frac{\varphi^2(1-\rho) + (u/c_\phi)^2 - 2\varphi \cos \alpha_1 \frac{u}{c_\phi} \sqrt{1-\rho}}{1-\rho}$$

Тогда согласно (7.24) получим формулу, из которой можно определить степень реактивности при измененном режиме

$$\frac{1-\rho}{1-\rho_0} = \frac{\varphi^2(1-\rho) + \rho + (u/c_\phi)^2 - 2\varphi \cos \alpha_1 \frac{u}{c_\phi} \sqrt{1-\rho}}{\varphi^2(1-\rho_0) + \rho_0 + (u/c_\phi)_0^2 - 2\varphi \cos \alpha_1 (u/c_\phi)_0 \sqrt{1-\rho_0}}$$

Эту формулу можно преобразовать к виду, более удобному и для расчетов, и для анализа работы ступени. Для этого обозначим

$$\rho = \rho_0 + \Delta\rho, \quad u/c_\phi = (u/c_\phi)_0 + \Delta(u/c_\phi)$$

и примем, что $\varphi = \text{const}$ и $\cos \alpha_1 = \text{const}$.

Тогда, пренебрегая членами, содержащими $(\Delta\rho)^2$ и $\Delta\rho \Delta(u/c_\phi)$, и введя коэффициенты

$$A = \frac{2}{\varphi \cos \alpha_1 (u/c_\phi)_0 \sqrt{1-\rho_0} (u/c_\phi)_0^2 - 1}$$

и

$$B = (1 + 0,5A)(u/c_\phi)_0^2,$$

после ряда преобразований получим квадратичную зависимость изменения реактивности от изменения отношения скоростей

$$\frac{\Delta\rho}{1-\rho_0} = A \frac{\Delta(u/c_\phi)}{(u/c_\phi)_0} - B \frac{[\Delta(u/c_\phi)]^2}{(u/c_\phi)_0^2} \quad (7.25)$$

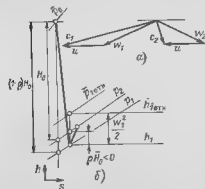


Рис 7.6 Турбинная ступень при отрицательной степени реактивности $\rho < 0$
а) треугольники скоростей б) процесс расширения пара в h , Δ -диаграмме

При выводе формулы (7.25) в разложении

$$\sqrt{1-\rho} = \sqrt{1-\rho_0} \left[1 - \frac{1}{2} \frac{\Delta \rho}{\rho_0} - \frac{1}{8} \left(\frac{\Delta \rho}{\rho_0} \right)^2 - \dots \right]$$

ограничиваемся первыми двумя членами

Коэффициенты A и B являются функцией двух параметров $(u/c_\phi)_0$ и $\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho_0}$. Приняв, что расчетное отношение скоростей является оптимальным и определяется по формуле (3.33), вычислим коэффициенты A и B в зависимости от степени реактивности ρ_0 .

Графически зависимости $A=f(\rho_0)$ и $B=f(\rho_0)$ при $\varphi \cos \alpha_1 = 0,935$ представлены на рис 7.7. С увеличением расчетной степени реактивности ρ_0 , т. е. с увеличением расчетного угла β_{10} , коэффициент A уменьшается и при $\rho_0 \approx 0,5$ (когда $\beta_{10} = 90^\circ$) равен $A=0$. При $\beta_{10} > 90^\circ$ коэффициент $A < 0$ и с увеличением u/c_ϕ реактивность уменьшается. Это объясняется тем, что скорость u_1 не уменьшается, а, наоборот, увеличивается. Подобное уменьшение реактивности наблюдается в опытах в периферийной зоне ступени большой верности.

Из треугольников скоростей двух ступеней при изменении режима видно последовательное изменение скоростей при первом приближении, когда скорости выхода из решеток c_1 и w_2 принимаются неизменными, и при втором приближении, когда учитывается их изменение вследствие отклонения реактивности ступени (см рис 7.5).

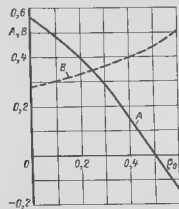


Рис 7.7. Коэффициенты для расчета изменения степени реактивности по формуле (7.25) при $(u/c_\phi)_0$, вычисленном согласно (3.33)

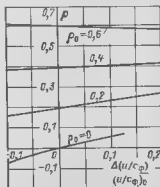


Рис 7.8. Зависимость изменения степени реактивности от изменения отношения скоростей u/c_ϕ для различных значений расчетной степени реактивности ρ_0

Как и следовало ожидать, формула (7.25), подтвержденная экспериментом, показывает, что с повышением расчетной степени реактивности ρ_0 (до $\beta_{10} < 90^\circ$) ступень работает устойчивее, т. е. реактивность, а следовательно, и условия обтекания решеток меньше меняются при изменении u/c_ϕ .

На рис 7.8 показано изменение степени реактивности в зависимости от u/c_ϕ при разных расчетных значениях ρ_0 , подсчитанное по (7.25).

При небольших изменениях u/c_ϕ , когда

$$0,1 < \frac{\Delta(u/c_\phi)}{(u/c_\phi)_0} < 0,2,$$

можно принять линейную зависимость

$$\frac{\Delta \rho}{1-\rho_0} = (0,5 - \rho_0) \frac{\Delta(u/c_\phi)}{(u/c_\phi)_0}. \quad (7.26)$$

Пренебрегая влиянием изменения удельного объема которым мы пренебрегли при выводе формулы (7.25) Если теплоперепад ступени невелик и течение в решетках можно рассматривать как течение несжимаемой жидкости то изменение удельных объемов пара неучтутно. При больших теплоперепадах, хотя и докритических, для которых выведена формула (7.25), увеличение ρ означает, что в (7.23) $v_{21}/u_1 > (v_{21}/u_1)_0$ и, следовательно скорость w_2 возрастает, что возможно при соответствующем увеличении ρ . Таким образом, в действительности степень реактивности возрастет еще больше чем по (7.25), и качественная картина влияния u/c_ϕ на ρ остается той же. Количественно при дозвуковых скоростях расхождение в действительном приращении $\Delta \rho$ по сравнению с $\Delta \rho$ по (7.25) оказывается очень небольшим.

Следует отметить, что за счет протечек пара через периферийный и корневой зазоры (см § 4.4) изменение реактивности будет меньше, чем по (7.26). Подробно этот вопрос исследуется в [45]. Изменение ρ_0 может сказаться на реактивности ступени из-за изменения отношения удельных объемов, коэффициентов расхода и угла α_1 . При дозвуковых скоростях изменение w_1/w_2 и угла α_1 можно не учитывать, изменение же удельных объемов не ощутимо при малых скоростях т. е. при $w_2 < 0,7$. С увеличением теплоперепада, т. е. с уменьшением w_2 , отношение удельных объемов v_{21}/v_1 растет следовательно, по (7.23) увеличивается w_2 , что возможно при соответствующем повышении реактивности. При сверхзвуковых скоростях $M_{u1} > 1$ кроме того появляется отклонение в косом срезе сопловой решетки что также вызывает некоторое увеличение степени реактивности. Таким образом, с уменьшением w_2 и при неизменном отношении скоростей u/c_ϕ реактивность растет особенно при $w_{c1} < c_1$. Это подтверждается многими опытами.

Формулу (7.26) можно получить и иным путем [45]. При изменении u/c_ϕ и соответственно u/c_1 меняется угол входа в рабочую решетку $\beta_1 \neq \beta_{10}$, а также отношение $w_1/c_1 \neq w_{10}/c_{10}$ (рис 7.9,а) и очевидно, что в рабочей решетке будет в том случае использоваться не вся кинетическая энергия $0,5 (w_1)^2$ а только часть ее.

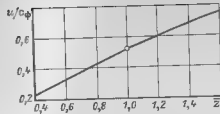


Рис. 710 Отношение скоростей u/c_ϕ в зависимости от характеристики переменного режима работы ступени $z = \frac{z \cdot n \cdot (Gv_2)_0}{z_0 \cdot n_0 \cdot Gv_2}$

для докритического режима в решетках ступени. Это объясняется тем, что при сверхзвуковых скоростях угол α_1 зависит от числа M_{11} и, как правило, $\alpha_1 \neq \alpha_{1,0}$, в рабочей же решетке при $M_{21} > 1$ несправедливо выражение (7.15), записанное по уравнению неразрывности для докритического режима.

Если рассматривается ступень, в которой при расчетном режиме $M_{11} < 1$ и (или) $M_{21} < 1$, то с увеличением объемного пропускания пара Gv_2 скорости пара могут достигнуть скорости звука и превзойти ее. Обычно с увеличением Gv_2 критический режим появляется в рабочей решетке (см. также § 7.4). Этот режим проверяется из условия

$$\frac{Gv_{21}}{1 + F_2} \approx \frac{Gv_2}{F_2} - a_2; \quad (7.35)$$

до $M_{21} = 1$ можно применять формулу (7.34). При дальнейшем увеличении u_2 и тем самым при $M_{21} > 1$ теплоперепад в сопловой решетке H_{0c} (в предположении, что $\bar{p}_0 t_0 = \text{const}$) остается неизменным и равным режиму, при котором $M_{21} = 1$. Условия входа в рабочую решетку будут меняться только при $n \text{ var}$. Увеличение же всего теплоперепада ступени H_0 будет происходить только из-за увеличения располагаемого теплоперепада в рабочей решетке H_{0p} . Соответственно при $n = \text{const}$ будет уменьшаться отношение u/c_ϕ , но, несмотря на это, будет возрастать реактивность ступени. Определение нового теплоперепада проводится следующим образом (см. также § 7.3).

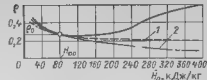
Определяется давление за ступенью p_{2*} , при котором $M_{21} = 1$, и для этого режима по (7.34) — теплоперепад H_0 . Далее для нового режима $Gv_2 > (Gv_2)_0$, для которого также известно p_2 , подсчитывается по формуле (7.20) число M_2 :

$$\dot{M}_2 = \dot{M}_{20} \frac{Gv_2}{(Gv_2)_0} \sqrt{\frac{(p_2 t_2)_0}{p_2 t_2}}$$

Далее определяется новое критическое давление, отвечающее новому режиму (при $M_2 > 1$)

$$p_{2*} = p_2 \dot{M}_2^{2/(k+1)} \quad (7.36)$$

Рис. 711 Изменение реактивности ступени в зависимости от располагаемого теплоперепада H_0 при $n = \text{const}$, $\bar{p}_0 = \text{const}$ и $\bar{t}_0 = \text{const}$. 1 — расчет по формуле (7.25); 2 — расчет по формуле (7.26)



Рассмотренное изменение располагаемого теплоперепада ступени H_0 в зависимости от объемного пропускания пара Gv_2 позволяет произвести расчет изменения реактивности ступени ρ при постоянной частоте вращения $n = \text{const}$, неизменных параметрах пара перед ступенью $\bar{p}_0 = \text{const}$ и $\bar{t}_0 = \text{const}$ и переменном теплоперепаде H_{0p} , т. е. расчет, с которым приходится часто сталкиваться при анализе переменного режима некоторых ступеней энергетических паровых турбин. Пример такой зависимости $\rho = f(H_0)$ представлен на рис. 711. Для расчетного режима принято $H_{00} = 80,0$ кДж/кг, $\bar{p}_0 = 0,28$, $(u/c_\phi)_0 = 0,535$; $n = n_0 = 50$ 1/с. При этом режиме скорости потока в обеих решетках ступени дозвуковые. При достижении критического режима $M_{21} = 1$ увеличение теплоперепада $H_0 > H_{0c}$ ведет к росту степени реактивности. Здесь же штриховой и штрихпунктирной линиями показаны зависимости реактивности $\rho = f(u/c_\phi)$, подсчитанные по формулам (7.26) и (7.25).

Рисунок 711 четко показывает, что определение реактивности при переменном режиме только в зависимости от отношения скоростей u/c_ϕ допустимо лишь при малых теплоперепадах или, точнее, при небольших скоростях M_{11} и M_{21} .

Влияние влажности на степень реактивности ρ было обнаружено в многих опытах [48]. При переаходе из перегретого пара к влажному реактивность ступени увеличивается. Это объясняется тем, что, как рассмотрено в § 2.8, коэффициенты расхода решеток увеличиваются причем в сопловой решетке больше, чем в рабочей, согласно формулам (2.88) и (2.89). Кроме того, на изменение реактивности влияют увеличение угла α , при течения влажного пара и рассогласование скоростей паровой и влажной фаз. И то и другое, ведущее к росту отношения u/c_1 , приводит к дополнительному повышению ρ . Определить изменение ρ можно, воспользовавшись рассмотренными выше в данном параграфе формулами, в первую очередь зависимостью (7.23), в которую следует подставить измененные коэффициенты расхода. Для частных случаев можно воспользоваться приближенными зависимостями [48]

$$\text{для } \bar{p}_0^* = 0 \quad \Delta \rho = 0,6(1 - \sqrt{x_2}), \quad (7.37)$$

$$\text{для } \bar{p}_0^* = 0,5 \quad \Delta \rho = 0,3(1 - \sqrt{x_2/x_1}) \quad (7.37a)$$

Изменение расхода пара через ступень

Рассмотрим, как будет меняться расход пара через ступень при неизменных параметрах пара перед сопловой решеткой $p_0 = \text{const}$ и $p_0/\rho_0 = \text{const}$, т. е. $T_0 = 1$ (или $T_0 \approx \text{const}$)

Уменьшение отношения давлений ϵ_{ct} , $p_2/\bar{p}_0$ из-за понижения давления p_2 за ступенью приводит к соответствующему понижению давления пара p_1 за сопловой решеткой до тех пор, пока относительная скорость выхода пара из рабочей решетки w_{21} не достигнет критической. При докритическом режиме истечения из сопловой решетки расход пара через ступень будет возрастать

Зависимость расхода пара через ступень от конечного давления сходна с зависимостью расхода пара через решетку, представленной на рис. 7.2

Если рассмотреть, например, активную ступень при $p - p_0 = \text{const}$, что практически близко к ступени с парциальным подводом, то эти кривые будут совпадать (см. сплошную линию на рис. 7.12). В то же время, если при тех же расчетных значениях p_0 принять, что $p = f(u/c_\phi, \epsilon_{ct})$, то кривая $G/G_0 : f(\epsilon_{ct})$ для ступени уже не будет совпадать с зависимостью $G/G_0 - f(\epsilon_{ct})$

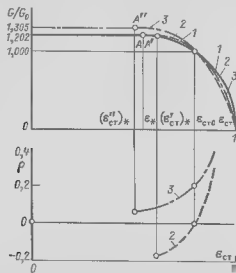


Рис. 7.12 Изменение расхода пара через ступень и степени реактивности в зависимости от отношения давлений ϵ_{ct} при $p_0 = \text{const}$, $p_0/\rho_0 = \text{const}$, $n = \text{const}$ и $(\epsilon_{ct})_k = 0.800$
1 $p_0 = 0 = \text{const}$ 2 $p_0 = 0$ 3 $p_0 = 0.20$
 $p = \text{var}$

для решетки. При $n = \text{const}$ эта зависимость представлена штриховой линией на рис. 7.12. Очевидно, что при $\epsilon_{ct} > \epsilon_{ct0}$ когда влияние ϵ_{ct} на p незначительно, реактивность будет увеличиваться за счет роста u/c_ϕ и расход пара G/G_0 окажется меньше, чем при $p - p_0 = 0 = \text{const}$. Если $\epsilon_{ct} < \epsilon_{ct0}$, то наоборот, реактивность будет уменьшаться (см. нижнюю кривую 3) и расход пара будет больше, чем при $p - p_0 = \text{const}$. В связи с этим из-за $p < 0$ при $\epsilon_{ct} < \epsilon_{ct0}$ критический расход будет достигнут при $\epsilon_{ct} > \epsilon_{ct0}$ (штриховая кривая на рис. 7.12). Если при ϵ_{ct0} реактивность положительная, то можно ожидать, что критический расход в одной из решеток будет достигнут при $p > 0$, хотя и при $p < p_0$. Тогда, очевидно, этому режиму будет соответствовать $\epsilon_{ct} < \epsilon_{ct0}$ (штрихпунктирная линия на рис. 7.12).

Расчет расходных характеристик ступени может быть выполнен на основе методики, представленной в § 7.3. В многих задачах можно пользоваться приближенными формулами [45]

$$p_1/p_2 \approx 1 + p(1/\epsilon_{ct} + 1), \quad \epsilon_{ct} \cdot p_1/\bar{p}_0 \approx \epsilon_{ct} + p(1/\epsilon_{ct})$$

$$\epsilon_{ct} \approx \frac{\epsilon_1 + \rho}{1/\rho} \quad (7.38)$$

Изменение отношения скоростей u/c_ϕ при $\epsilon_{ct} = \text{const}$ характерно для турбин с переменной частотой вращения S увеличением u/c_ϕ , достигаемым за счет увеличения n , реактивность в ступени возрастает и тем самым повышается давление пара $p_1/\bar{p}_0$ за сопловой решеткой. Если $p_1/\bar{p}_0 > \epsilon_{ct}$, т. е. если истечение из сопловой решетки докритическое, то при этом расход пара через решетку и тем самым через ступень будет уменьшаться. С уменьшением u/c_ϕ , наоборот, давление p_1 понижается и расход пара через ступень будет возрастать до тех пор, пока $p_1/\bar{p}_0 > \epsilon_{ct}$, после чего расход останется неизменным. На рис. 7.13 показано изменение расхода пара через ступень для нескольких расчетных значений ϵ_{ct0} и ρ_0

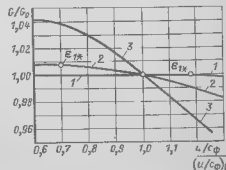


Рис. 7.13 Изменение расхода пара через ступень в зависимости от u/c_ϕ при $p_0 = \text{const}$, $p_0/\rho_0 = \text{const}$, $p = \text{const}$, $(\epsilon_{ct})_k = \text{const}$
1 $\epsilon_{ct0} = 0.4$ $\rho_0 = 0.2$ $T = 1$
2 $\epsilon_{ct0} = 0.35$ $\rho_0 = 0.1$
3 $\epsilon_{ct0} = 0.8$ $\rho_0 = 0.1$
т. е. $\epsilon_{ct0} = 0.818$

Отметим, что при больших протечках в ступени и изменении u/c_ϕ реактивность и, следовательно, расход пара меняются в меньшей степени, чем по кривым рис 7.13, построенным по (7.26). В частности, в ступенях с парциальным подводом из-за перетечки пара через каналы рабочей решетки куда из сопловой решетки не поступает активный пар, реактивность, выбираемая небольшой (см § 4.2), меняется незначительно и можно принять, что практически не меняется и расход пара при $\epsilon_{c1} = \text{const}$ и $u/c_\phi = \text{var}$.

Влияние отношения давления на расход пара было выше рассмотрено чисто качественно. Детальный расчет ступени, рассматриваемый в § 7.3, позволяет найти новый расход пара при изменении параметров пара перед ступенью, давления за ней, а также частоты вращения.

Однако в ряде случаев зависимость между параметрами пара p_0 , T_0 и p_2 , частотой вращения n и расходом пара через ступень G можно найти более простым путем.

Если в двух рассматриваемых режимах скорость пара в какой-либо из решеток остается критической, то расход пара через ступень можно определить согласно (7.4) по формуле

$$\frac{G_{c0}}{G_{c00}} = \frac{\bar{p}_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{p_{00} v_{00}}{p_0 v_0}} \frac{\epsilon_0}{\sqrt{\tau_0}} \approx \epsilon_0 \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \quad (7.39)$$

Для влажного пара необходимо учесть изменение коэффициента расхода μ_1 , зависящего согласно формуле (2.88) от сухости x_1 . Приняв приближенно, что $x_1/x_{00} \approx x_{10}/x_{00}$, получим

$$\frac{G_{c0}}{G_{c00}} = \frac{\mu_1}{\mu_{10}} \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{p_{00} v_{00}}{p_0 v_0}} = \epsilon_0 \frac{x_{00}}{x_0} \sqrt{\frac{p_{00} v_{00}}{p_0 v_0}} \quad (7.40)$$

Параметры пара перед ступенью должны быть взяты с учетом начальной скорости, т.е. как параметры торможения. Однако во многих расчетах вполне допустимо в (7.39) и (7.40) не учитывать разницы между p_0 и p_{00} и т.д.

Во многих случаях (см § 7.5) приближенно можно считать, что произведения $p_0 v_0$ в промежуточных ступенях сохраняются неизменными при изменении пропуска пара, т.е. принять $\tau_0 \approx 1$. Тогда уравнение (7.39) упрощается

$$\frac{G_{c0}}{G_{c00}} = \frac{p_0}{p_{00}} = \epsilon_0 \quad (7.41)$$

Следовательно, при изменении расхода пара до тех пор пока сохраняют критические скорости пара, давление в ступени прямо пропорционально расходу.

Если скорости пара в ступенях турбины меньше критических, то связь между давлениями и расходом пара может быть найдена на основании следующих соображений

Запишем уравнение неразрывности для выходного сечения сопловой решетки

$$G = \mu_1 \frac{F_1 c_{11}}{v_{11}}$$

и преобразуем его к виду

$$G = \left[\mu_1 F_1 \frac{\sqrt{2H_0}}{v_{11}} \right] \frac{v_{21}}{v_{11}} \sqrt{1 - \rho}.$$

Выражение в квадратных скобках представляет собой расход пара через сопловую решетку, располагаемый гс. перепад которой равен перепаду всей ступени H_0 , а давление за ней равно давлению за ступенью p_2 .

Этот расход может быть найден с помощью формулы (7.5)

$$q^2 - \epsilon_0^2 \left(\frac{\epsilon - \epsilon_0}{1 - \epsilon} \right)^2,$$

которую преобразуем к виду

$$q^2 (1 - \epsilon_0) - \epsilon_0^2 \epsilon^2 - \frac{\epsilon (\epsilon_0 - \epsilon)^2}{1 - \epsilon}$$

здесь q — относительный расход пара через решетку $\epsilon \cdot p_2/p_{00} = \epsilon_{c1} \epsilon_0$ — относительное давление в ступени, выраженное в долях от расчетного начального давления пара p_{00} .

Тогда расход пара через ступень запишется как

$$G = q G_{c0} \frac{v_{21}}{v_{11}} \sqrt{1 - \rho} = \sqrt{1 - \epsilon_0} \sqrt{\frac{\epsilon_0^2 - \epsilon^2}{1 - \epsilon_0}} \frac{\epsilon_0}{1 - \epsilon_0} (\epsilon_0 - \epsilon)^2 \chi \times \times \sqrt{p_{00} v_{00}} \sqrt{1 - \rho} \mu_1 F_1 \quad (7.42)$$

Если для нового режима принять степень реактивности $\rho = p_0 + \Delta p$, то отношение расходов пара выразится следующим образом

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{(p_0^2 - p_2^2) - \sigma (p_0 - p_2)^2}{(p_{00}^2 - p_{20}^2) - \sigma (p_{00} - p_{20})^2}} \times \times \sqrt{\frac{p_{00} v_{00}}{p_0 v_0}} \sqrt{\frac{1 - \Delta p}{1 - \rho}}, \quad (7.42a)$$

где $\sigma = \frac{\epsilon_0}{1 - \epsilon_0}$. Для перегретого пара $\sigma = 1,2$

Здесь принято, что $\frac{v_{21}/v_{11}}{(v_{21}/v_{11})_0} = 1$ и $\mu_1/\mu_{10} = 1$, что выполняется

с большой степенью точности. Выражение $\frac{\Delta p}{1 - \rho_0}$ — входящее

в эту формулу, может быть определено по формулам (7.25), (7.26), (7.32).

Если например, в ступенях проточной части можно принять $P_0 \approx \text{const}$, а частота вращения переменна, то, воспользовавшись формулой (7.26), получим $\frac{\Delta p}{1 - p_0} = A \frac{\Delta n}{n_0}$, где $\Delta n = n - n_0$; A см рис. 7.7 Тогда в зависимости (7.42а) и в другие формулы, полученные на ее основе, можно подставить выражение

$$\sqrt{1 - \frac{\Delta p}{1 - p_0}} = \sqrt{1 - A \frac{\Delta n}{n_0}} \quad (7.43)$$

Если предположить, что $\frac{\Delta p}{1 - p_0} \ll 1$, то формула (7.42) принимает вид

$$\frac{G}{G_0} = \frac{\sqrt{p_0^2 - p_2^2 - \sigma(p_0 - p_2)^2}}{\sqrt{p_{00}^2 - p_{20}^2 - \sigma(p_{00} - p_{20})^2}} \sqrt{\frac{p_{00} v_{00}}{p_0 v_0}} \quad (7.44)$$

Пренебрегая в числителе и знаменателе членом $\sigma(p_0 - p_2)^2$ по сравнению с $\sigma(p_0^2 - p_2^2)$ можно упростить формулу (7.44)

$$\begin{aligned} \frac{G}{G_0} &= \sqrt{\frac{p_0^2 - p_2^2}{p_{00}^2 - p_{20}^2}} \sqrt{\frac{p_{00} v_{00}}{p_0 v_0}} \approx \\ &\approx \sqrt{\frac{p_0^2 - p_2^2}{p_{00}^2 - p_{20}^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \quad (7.45) \end{aligned}$$

или, пренебрегая влиянием изменения произведения $p v^2$ (начальной температуры), т. е. при $T_0 = 1$, получим

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{p_0^2 - p_2^2}{p_{00}^2 - p_{20}^2}} = f_0 \sqrt{1 - \frac{e_{ct}^2}{e_{ct0}^2}} \quad (7.46)$$

Погрешность замены формулы (7.44) выражением (7.45) тем меньше, чем меньше изменение отношения давлений в ступени e_{ct} .

Из зависимостей § 7.1 можно сделать общий вывод

$$\frac{G}{G_0} = \frac{e_0}{\sqrt{f_{t0}}} f(M_i/M_{i0}) \quad (7.47)$$

Здесь коэффициент $f(M_i/M_{i0})$ определяется изменением числа M_i для рассматриваемых режимов. Для перегретого пара (и газа) при $M_i = 1$ он равен $f(M_i/M_{i0}) = 1$, практически $f(M_i/M_{i0}) = 1$ при $(u/c_\phi)_i / (u/c_\phi)_0 = 1$

7.2 КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ СТУПЕНИ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ РЕЖИМА ЕЕ РАБОТЫ

Относительный внутренний КПД ступени

Изменение режима работы ступени влияет на ее экономичность. Это влияние зависит от расчетных параметров ступени, т. е. отношения скоростей $(u/c_\phi)_0$, реактивности p_0 и отношения давлений $(e_{ct})_0$, определяющих в данных условиях скорости M_1 и M_2 , от подбора решеток и других геометрических и конструктивных характеристик ступени.

Если ступень проектировалась так чтобы в расчетных условиях обеспечить максимально возможный $\eta_{от}$, то естественно, что изменение режима должно привести к снижению КПД. Однако по условиям технико-экономической оптимизации и унификации, требованиям малого изменения КПД в заданном диапазоне режимов ступень может проектироваться и на условия, не соответствующие наивысшему КПД. В этом случае отклонения от расчетного режима могут привести и к повышению экономичности.

Представим относительный внутренний $\eta_{от}$ ступени через отдельные потери, отнесенные к располагаемому теплосопутству ступени H_0

$$\eta_{от} = 1 - \xi_{ср} - \xi_{вс} - \xi_{тр} - \xi_1 - \xi_{парц} - \xi_{в1} \quad (7.48)$$

Рассмотрим отдельно влияние отношения скоростей u/c_ϕ , отношения давлений e_{ct} и числа Рейнольдса

Влияние отношения скоростей u/c_ϕ на КПД ступени

Изменение отношения скоростей u/c_ϕ при $e_{ct} = \text{const}$, например, при постоянном теплосопутстве и переменной частоте вращения сказывается на КПД ступени вследствие

а) изменения потерь с выходной скоростью, вызванного изменением угла α_2 и следовательно, величины c_2 . Если ступень спроектирована на $\alpha_{20} \approx 90^\circ$, то как уменьшение, так и увеличение u/c_ϕ примерно в равной мере скажется на $\Delta H_{вс}$. Однако часто, особенно при небольшой мощности, ступень проектируется на угол $\alpha_{20} < 90^\circ$, что объясняется уменьшением оптимального отношения скоростей за счет дополнительных потерь (см. гл. 4) и упрощением при этом конструкции турбины. В этом случае понижение u/c_ϕ скажется на $\Delta H_{вс}$ больше, чем такое же увеличение u/c_ϕ (рис. 7.14). Изменение же $\Delta H_{вс}$ вызовет соответствующее изменение $\eta_{от}$. Относительные потери с выходной скоростью $\xi_{вс}$ (кроме ступеней низкого давления) примерно равны

$$(\xi_{вс})_0 \approx \varphi^2 \sin^2 \gamma_1 (1 - p_0)$$

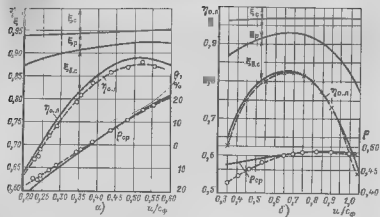


Рис. 7.14 Зависимость отдельных составляющих потерь и относительного КПД ступени η_{rel} от изменения отношения скоростей u/c_ϕ при $c_{\phi 0} = \text{const}$
 а) активная ступень с $r_0 = 0.05$ б) реактивная ступень с $r_0 = 0.5$ опыт
 упрощенный расчет

и, следовательно, меньшие при малых значениях угла α_1 и большей расчетной степени реактивности r_0 .

б) изменения угла входа в рабочую решетку β_1 (рис. 7.9) и влияния его на потери в рабочей решетке (см. § 2.4). Потери ζ_p в активной ступени будут меняться в большей мере, чем в реактивной. Это объясняется, во-первых, разным влиянием изменения u/c_ϕ на p (см. рис. 7.8) и, во-вторых, большим влиянием изменения угла β_1 при малых углах β_{10} , присущих активным ступеням. Особенно велико влияние уменьшения угла β_1 на ступени с короткими лопатками из-за существенного увеличения концевых потерь в рабочей решетке.

Кроме того, изменение u/c_ϕ вызывает соответствующее изменение конфузурности течения в рабочих решетках. При $\beta_{10} < 90^\circ$ уменьшение u/c_ϕ приводит к увеличению реактивности и уменьшению конфузурности. При $r < 0$ обтекание рабочей решетки становится диффузорным, что особенно неблагоприятно. Вследствие этих причин уменьшение u/c_ϕ в большей мере, чем увеличение u/c_ϕ , сказывается на потерях ζ_p , которые при этом возрастают. С увеличением u/c_ϕ потери ζ_p могут даже сократиться.

в) изменения потерь в сопловой решетке ζ_s за счет изменения теплоперепада ее $H_{0c} = (1 - r)H_0$. Чем больше u/c_ϕ , тем больше r и, следовательно, меньше H_{0c} . В некоторых случаях, зависящих от типа сопловой решетки и числа M_1 , изменение M_1 вследствие изменения H_{0c} может повлиять на ζ_s .

г) изменения потерь трения диска $\zeta_{ер}$, пропорциональных $(u/c_\phi)^2$ (см. § 4.1),

д) изменения потерь от утечек ζ_{π} , косвенно зависящих через реактивность от u/c_ϕ . В ступенях активного типа увеличение реактивности, вызванное увеличением u/c_ϕ , происходит, как отмечалось в § 7.1, в случае, если $\beta_{10} < 90^\circ$. При этом в ступенях относительно небольшой высоты будут возрастать утечки над рабочими лопатками. В ступенях большой верности, наоборот, у периферии угол $\beta_{10} > 90^\circ$ и увеличение u/c_ϕ или почти не скажется на реактивности у периферии, или даже приведет к некоторому ее снижению.

е) изменения потерь, связанных с парциальным подводом пара. Эти потери зависят от u/c_ϕ (см. § 4.2), увеличиваясь с ростом отношения скоростей.

ж) изменения потерь от влажности. Как было показано в § 4.4, эти потери возрастают с ростом отношения u/c_ϕ , вызванным увеличением частоты вращения.

На рис. 7.14 даны примеры расчетного определения изменения отдельных составляющих потерь и относительного КПД двух видов ступеней — активного и реактивного типа. Расчет показал удовлетворительное совпадение с опытными данными.

Как приведенный выше анализ влияния u/c_ϕ на η_{rel} так и результаты расчетов и опытов показывают, что при изменении отношения скоростей u/c_ϕ и прочих равных условиях КПД η_{rel} реактивных ступеней обычно меняется несколько меньше, чем активных.

Влияние отношения давлений $\epsilon_{ст}$ на КПД ступени η_{rel}

При неизменном отношении скоростей $u/c_\phi = \text{const}$ (например, при одновременном увеличении теплоперепада и частоты вращения) изменение отношения давлений в ступени $\epsilon_{ст} = p_2/p_{00}$ вызывает изменение относительного внутреннего КПД ступени η_{0i} . Причинами этого являются:

а) изменение потерь при обтекании решеток в зависимости от чисел M_1 и M_0 . Особенно ошутимо это изменение, если из докритического режим течения в одной из решеток переходит в критический, и наоборот.

При расчетных условиях критические скорости в стационарных лопаточных турбинах встречаются в ступенях низкого давления (см. пример расчета в табл. 6.5), а также в регулирующих ступенях, обычно при выполнении их двухвенечными. Как будет показано ниже, в § 8.1, 8.2 и 8.3, в этих же ступенях может настолько сильно измениться режим, что влияние чисел M_1 и M_2 окажется существенным. Значительные изменения теплоперепада ступени и тем самым чисел M_1 и M_2 присущи последним ступеням турбин с противодавлением и предтопорным ступеням теплофикационных турбин, что анализируется

в гл. 9. Для детального учета влияния чисел M_1 и M_2 при изменении $\epsilon_{ст}$ (и соответственно теплоперепада H_0) необходимо знать тип решеток и их аэродинамические характеристики. Как было показано в гл. 2, для дозвуковых (типа А) решеток увеличение числа M , обычно начиная с $M \geq 0,9$, ведет к росту профильных потерь.

б) изменение реактивности ступени и вследствие этого перераспределение теплоперепадов между решетками, изменение угла β_1 , потеря от утечек и т. д. Как указывалось выше, влияние этого фактора практически ощутимо при больших теплоперепадах и больше в активных ступенях, нежели в реактивных.

В различных ступенях изменение $\epsilon_{ст}$ по-разному сказывается на η_{01} . В первую очередь это определяется подбором решеток в ступени. В связи с этим некоторые ступени специально проектируются на повышенный по сравнению с расчетным теплоперепад.

Влияние числа Рейнольдса на КПД ступени η_0

Влияние числа Рейнольдса сказывается на режиме течения в сопловой и рабочей решетках, а следовательно и на КПД ступени. В общем случае с уменьшением числа Рейнольдса Re_0 и соответственно уменьшением чисел Re_1 и Re_2 снижается КПД ступени.

Однако практически влияние чисел Re обнаруживается при $Re < (1-6) \cdot 10^5$. Влияние числа Рейнольдса на потери при обтекании решеток зависит от режима пограничного слоя, шероховатости обтекаемой поверхности, наличия или отсутствия отрыва. В сильно конфузурном потоке, характерном для больших чисел M , влияние числа Re оказывается меньшим, чем в потоке с малым ускорением (см § 2.4).

Дополнительные потери в ступени также зависят от числа Re_0 . В первую очередь это относится к потерям от трения диска, поскольку коэффициент трения главным образом и опре-

деляется числом Рейнольдса, и потерям от утечек так как коэффициенты расхода в зазорах также зависят от соответствующего числа Re . На кривых рис. 7.15 показаны некоторые экспериментальные зависимости относительного внутреннего η_{01} от числа Re_0 .

Опытные зависимости КПД ступени

Обычно при проектировании и отработке серии ступеней строятся графики зависимости относительного лопаточного $\eta_{0л}$ от u/c_ϕ и поправок к нему, учитывающих, в частности, влияние отношения давлений $\epsilon_{ст}$. На рис. 7.16, а показаны такие графики, построенные для спроектированных ранее

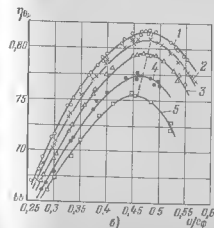
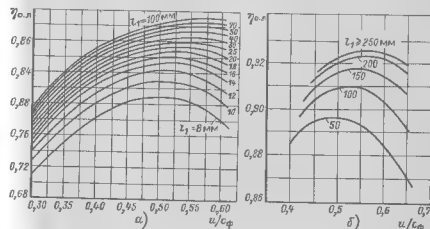


Рис. 7.16. КПД ступени η_0 в зависимости от отношения скоростей (испытания) для ступеней с разной высотой лопаток постоянного (а) и переменного (б) профиля в влияние влажности на КПД активной ступени. 1 — перегретый пар, 2 $\lambda_0 = 0,008$, 3 $\lambda_0 = 0,019$, 4 $\lambda_0 = 0,043$, 5 $\lambda_0 = 0,068$

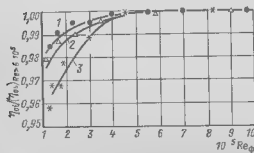


Рис. 7.15. Влияние числа Рейнольдса на КПД турбинной ступени.
1 ступень с $\rho_0 = \rho_1 / \rho_0 = 0,6$, 2 ступень с $\rho_0 = 0,15$ в $\epsilon_{ст} = 0,75$, 3 ступень с $\rho_0 = 0$ и $\epsilon_{ст} = 0,8$

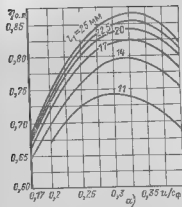
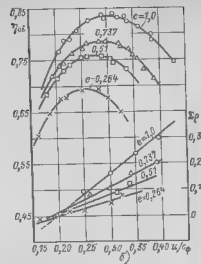


рис. 7.17 КПД двухвечных ступеней скорости а относительный полноточный КПД $\eta_{0.9} = \eta / (u/c_\phi)$. б относительный полноточный КПД $\eta_{0.9} f(\frac{u}{c_\phi}, \epsilon)$ и суммарная степень реактивности Σp



ступеней активного типа МЭИ-КТЗ, и ими можно пользоваться при определенных геометрических и конструктивных характеристиках ступени. В частности, кривые на рис 7.16, а относятся к серии комбинаций из решеток МЭИ. Кривые построены для определенного отношения давлений $(\epsilon_{ст})_0$ 0.65 0.75. При отклонении $\epsilon_{ст}$ от $(\epsilon_{ст})_0$ следует вводить поправки.

Кривые на рис 7.16, а и другие аналогичные кривые, построенные по данным испытаний в экспериментальных турбинах при $\epsilon_{ст} = \text{const}$ и $n = \text{var}$. Если использовать их для постоянной частоты вращения, то зависимость $\eta_{0.9} = f(\bar{H}_0)$ может оказаться различной для каждого значения окружной скорости.

Для ступеней умеренной всерности, выполняемых с рабочими лопатками переменного по высоте профиля, кривые КПД приведены на рис 7.16, б. Влияние влажности на $\eta_{0.9}$ и $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$ видно из рис. 7.16, в.

На рис 7.17, а представлены зависимости относительного лопаточного КПД от u/c_ϕ для серии двухвечных ступеней скорости, ранее разработанных МЭИ. Геометрические характеристики этих ступеней имеются в § 4.6.

Пример опытной зависимости относительного внутреннего КПД $\eta_{0.9} = \eta_{0.9} - \epsilon_{ст} - \epsilon_{внут}$ от u/c_ϕ для двухвечной ступени при различной парциальности ϵ иллюстрируется кривыми на

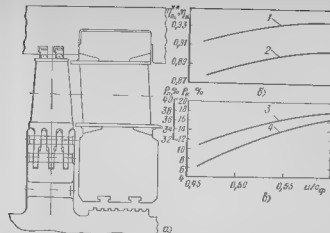


рис. 7.18 Базовая ступень высокого и среднего давлений турбины ЛМЗ а эскиз ступени б характеристики ступени по данным испытаний в экспериментальной турбине, 1 КПД с использованием исходной скорости $\eta_{0.9}$, 2 КПД без использования исходной скорости $\eta_{0.9}$, 3 степень реактивности и периферийном сечении p_r , 4 степень реактивности в корневом сечении p_c

рис. 7.17, б, которые, в частности, подтверждают показанное в § 4.2 существенное влияние потерь при парциальном подводе на оптимальное отношение скоростей $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$.

В данном примере при переходе от полного подвода пара $\epsilon = 1$ к парциальному с $\epsilon = 0.264$ оптимальное отношение скоростей уменьшается с $(u/c_\phi)_{\text{опт}} = 0.30$ до $(u/c_\phi)_{\text{внут}} = 0.25$. Одновременно при этих режимах суммарная степень реактивности уменьшается с $\Sigma p = 0.16$ до $\Sigma p = 0.03$.

На рис. 7.18, а показана базовая ступень высокого и среднего давления турбины К-1200-23.5 ЛМЗ (см рис 10.13). Ступень активного типа с повышенной (примерно до $p_c = 0.16$) корневой реактивностью. Сопловая решетка имеет профили с хордой, неизменной по высоте, рабочая с меняющимся по радиусу профилем. Осевой зазор между решетками практически постоянен по высоте. Бандаж отфрезерован за одно целое с лопаткой над ним двойное корытообразное уплотнение (см также рис 4.18, в) позволяющее не только снизить потери от периферийной протечки, но и сохранить их маломеняющимися в межремонтный эксплуатационный период. Хорошо уплотненная диафрагма и достаточно большой площади разрулочные отверстия обеспечивают благоприятную небольшую корневую утечку (см рис 4.17).

Ступень является типовой, т. е. на ее основе выполнены и другие ступени обоих осевых ЦВД и части ЦСД. Отработка ступени и ее исследования проведены ЛМЗ. Некоторые резуль-

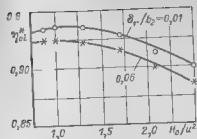


Рис. 7.19 КПД типовых реактивных ступеней части среднего давления турбин фирмы «Броуи Бовери»

ют ступенчатое уплотнение с двумя гребнями. Опыты проводились при значении радиального зазора относительного к хорде профиля $\delta_r/b_2 = 0.01$ и 0.06 . По оси абсцисс отложена безразмерная величина H_0/u^2 , где H_0 — располагаемый теплоперепад от статических параметров перед ступенью n и окружная скорость определяемая по диаметру $d = \sqrt{0.5(d_2^2 + d_1^2)}$. η_{oi} рассчитывался по формуле

$$\eta_{oi} = \frac{H_1 - \Delta H_{11} + \Delta H_{12}}{H_0 - \Delta H_{01}}$$

Если, что типично для промежуточных ступеней реактивного типа $\Delta H_{12} \approx \Delta H_{01}$, то КПД отвечает записанному ранее (см формулу (3.21)) η_{oi} с учетом потерь от утечек

$$\eta_{oi}^* = \frac{H_1}{H_0 - \Delta H_{01}}$$

Максимальное значение опытно полученного КПД составляет $\eta_{oi}^* = 93.6\%$, т.е. столько же, сколько получено в базовой ступени ЛМЗ (рис 7.18) когда при той же окружной скорости перерабатывается более чем полторный теплоперепад.

Статистическая обработка экспериментальных данных с обобщением значительного числа опытов с различного типа ступенями, проведенных в нескольких исследовательских организациях, была выполнена проф. А. М. Топуновым [45]. С этими обобщающими характеристиками переменного режима совпали и некоторые другие дополнительные исследования, в том числе проведенные за рубежом.

Обобщенная зависимость позволяет определить изменение относительного внутреннего КПД ступени η_{oi} по сравнению с наивысшим (максимальным) значением того же $\eta_{oi}^{\max}$, которое достигается при оптимальном для этой ступени $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$. Переменной характеристикой для определения отношения $\eta_{oi} = \eta_{oi}/\eta_{oi}^{\max}$ принято согласно (7.14) изменение отношения скоростей $\chi_\phi = (u/c_\phi)/(u/c_\phi)_{\text{опт}}$

данные этого исследования представлены на рис 7.18. б и в [42] КПД ступени при $u/c_\phi = 0.58$ и 0.60 составляет $\eta_{oi} = 90.2\%$, а определяемый по формуле (3.23) КПД $\eta_{oi}^* = 93.5\%$

На рис 7.19 представлены данные по опытам фирмы «Броуи Бовери» с типовой ступенью реактивного типа, используемой в частях среднего давления крупных турбин. Сопловые и рабочие лопатки ободажны и имеют

Зависимость $\eta_{oi} = f(\chi_\phi)$ является кубической параболой

$$\eta_{oi} = \eta_{oi}/\eta_{oi}^{\max} = 2.10\chi_\phi^3 + 0.09\chi_\phi^2 + 0.91 \quad (7.49)$$

Под относительным внутренним η_{oi} в формуле (7.49) понимается КПД учитывающий потери при обтекании решеток $\xi_{\text{ст}}$, ξ_p и с выходной скоростью $\xi_{\text{ст}}$, (т.е. относительный η_{oi}), потери от утечек $\xi_{\text{ст}}$, потери от трения диска $\xi_{\text{тр}}$, а также потери, связанные парциальным подводом пара $\xi_{\text{парц}}$ если при изменении режима степень парциальности не меняется

$$\eta_{oi} = \eta_{oi} \cdot \xi_{\text{ст}} \cdot \xi_{\text{тр}} \cdot \xi_{\text{парц}} \quad (7.50)$$

Оптимальное отношение скоростей с учетом перечисленных выше дополнительных, т.е. не учитываемых относительным оптимальным КПД, потерь можно оценить по формуле

$$\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{\text{опт}} = \frac{\Phi_0 \cos \alpha_{01}}{2\sqrt{1-\rho_0}} \{1 - \sqrt{1-\rho_0}[(\eta_{oi})_0 - (\eta_{oi})_0]\} \quad (7.51)$$

Здесь $(\eta_{oi})_0$ определяется по выражению (7.50)

Графически зависимость (7.49) представлена на рис 7.20. Отметим, что строго она годится только в том случае, когда изменение $\xi_{\text{ст}}$ не сопровождается таким изменением теплоперепада ступени, при котором существенно меняются потери при обтекании решеток $\xi_{\text{ст}}$ и ξ_p вследствие изменения чисел M_1 и M_2 . Поэтому эта зависимость не годится для последних ступеней ЦНД конденсационных турбин (см. § 7.4). Как правило, формула (7.49) может использоваться для ступеней существенно дозвуковыми скоростями пара при расчетном режиме.

Опыты показали, что формула (7.49) дает хорошее совпадение с экспериментом и для регулирующих ступеней, в том числе для дающих ступеней ступеней скорости, если при этом не меняется степень парциальности. В случае изменения парциальности при переходе от одного режима к другому под КПД следует понимать $\eta_{oi} = \eta_{oi} - \xi_{\text{ст}} - \xi_{\text{тр}}$, а потери $\xi_{\text{парц}}$ подчитывать для каждого режима отдельно.

Если рассматривается ступень с $n = \text{const}$, т.е. ступень бины для привода электрического генератора, то правая часть кривой $\eta_{oi} = f(\chi_\phi)$ означает уменьшение располагаемого теплоперепада ступени H_0 по сравнению с расчетным. В этом случае влияние $\xi_{\text{ст}}$ незначительно. Левая часть кривой $\eta_{oi} = f(\chi_\phi)$, наоборот, относится к увеличению H_0 . Наибольшее значение χ_ϕ характерно для участка кривой при очень малых $\chi_\phi < 0.3$ и в то же время на крутом участке экспериментальное совпадение с расчетной кривой, очевидно, не очень точно. В общем случае поправки к зависимости (7.49) необходимы поправки на

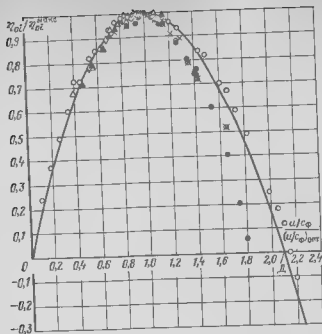


Рис 720 Обобщенная зависимость относительного внутреннего КПД ступени от изменения отношения скоростей

влияние отношения давлений k_e , которые, как было рассмотрено выше, зависят в первую очередь от типа решеток.

Зависимостью (749) не учитывается влияние числа Рейнольдса, которое приближенно можно определить поправкой k_{Re} , а также влияние влажности, которое учитывается по формулам § 4.4.

Согласно зависимости (749) $\eta_{oi}=0$ при $\bar{x}_{\phi}=0$ и $\bar{x}_{\phi}=2,1$. Первое достаточно очевидно, в частности, в случае $u=0$. Правда, строго говоря, при малой степени частичности может оказаться, что при небольшом положительном значении $\bar{x}_{\phi}$ вентиляционная мощность ступени превысит мощность N_u , создаваемую на лопатках ступени, т.е. $\eta_{oi}=0$ в этой зоне от $x_{\phi}>0$. При $\bar{x}_{\phi}\geq 2,1$ мощность ступени становится отрицательной, $N_i\leq 0$, т.е. ступень будет потреблять мощность,

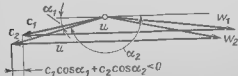


Рис 721 Треугольники скоростей при $\frac{u}{c_{\phi}} \gg \left(\frac{u}{c_{\phi}}\right)_{\text{max}}$ и $N_u < 0$

вырабатываемую другими ступенями турбины. Это так называемый режим потребления мощности (участок кривой правее точки D на рис 720). Треугольники скоростей для этого режима показаны на рис. 721. Очевидно, что даже лопаточная мощность (не говоря уже о внутренней мощности ступени $N_i < N_u$) будет отрицательной

$$N_u - G u (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) < 0$$

Кстати, опыты и расчеты показали, что зависимость (749) можно использовать и для $\bar{x}_{\phi} < 0$, когда ступень опять же потребляет мощность. Такие режимы, в частности, характерны для некоторых типов судовых турбин.

Универсальная характеристика ступени

В ряде случаев аналогично тому как принято при расчетах газовых турбин, для паровых турбин можно рассчитать (или получить экспериментально) универсальную характеристику ступени, дающую зависимость отношения давлений и КПД ступени от приведенного расхода пара

$$\bar{G}_{\text{пр}} = \frac{G}{G_0} \frac{p_{00}}{p_0} \sqrt{\frac{\bar{p}_{00} v_{00}}{p_0 v_0}} = G \frac{\sqrt{\tau_0}}{\tau_0} \quad (7.52)$$

и приведенной частоты вращения

$$\bar{n}_{\text{пр}} = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{p_{00} v_{00}}{p_0 v_0}} = \frac{n}{\sqrt{\tau_0}} \quad (7.53)$$

В отличие от характеристик газотурбинных ступеней, где одним из параметров является абсолютная температура торможения перед ступенью T_0 , для паровых турбин точнее использовать произведение $p_0 v_0$, которое в ряде приближенных расчетов может быть по уравнению состояния идеального газа заменено на T_0 .

Пример такой расчетной универсальной характеристики, типичный для промежуточной ступени приводной турбины, показан на рис 722.

Выбранная ступень при расчетном режиме $\bar{G}_{\text{пр}}=1,0$ и $\bar{n}_{\text{пр}}=1,0$ спроектирована на небольшой теплотерпад H_{00} ($\epsilon_{\text{с.о.}}=0,891$) и соответственно малые дозвуковые скорости и реактивность $p_0=0,14$. Расчеты, проведенные при $\bar{G}_{\text{пр}}=\text{var}$ и $\bar{n}_{\text{пр}}=1,0$, показали, что с уменьшением приведенного расхода пара при $\bar{G}_{\text{пр}}=0,393$ ступень переходит в режим холостого хода, когда $\eta_{oi} = \eta_{oi}^{\text{max}} = 0$. При этом $\epsilon_{\text{с.т.}}=0,975$. Увеличение расхода приводит до режима $\bar{G}_{\text{пр}}^{\text{max}}=1,641$, когда в сопловой решетке c_1 $p_1/p_{00}=\epsilon_{\text{с.т.}}$. В данной ступени независимо от $\bar{n}_{\text{пр}}$ этот максимальный расход не может быть превышен

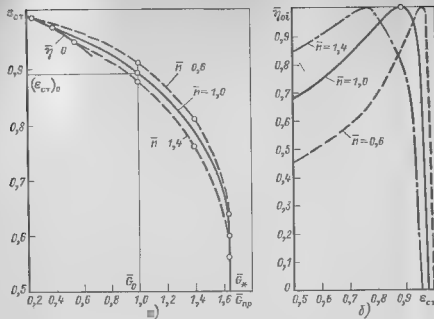


Рис. 7.22 Универсальная характеристика турбинной ступени
а — отношение давлений $\varepsilon_a = p_2/p_0$ в зависимости от приведенного расхода перегретого пара $G_{пр} = G_0/\sqrt{p_0 v_0}$ и частоты вращения $n_{пр}$; б — отношение $\eta_{от}$, $\eta_{от}^{max}$ и $\eta_{ст}^{max}$ в зависимости от отношения давлений $\varepsilon_{ст}$ и приведенной частоты вращения $n_{пр}$

При этом режиме, когда $n_{пр} = 1,0$, отношение давлений составляет $\varepsilon_{ст} = 0,598$, а КПД $\eta_{от} = 0,748$. Поскольку $\varepsilon_{ст} > \varepsilon_a$, то, следовательно, в связи с очень малым отношением скоростей u/c_0 реактивность ступени оказывается отрицательной.

Изменение приведенной частоты вращения $n_{пр}$ незначительно сказывается при заданном расходе $G_{пр}$ на $\varepsilon_{ст}$. Так, например, в весьма большом диапазоне $n_{пр} = 0,6 \div 1,4$ при $G_{пр} = 1,0$ отношение давлений в ступени меняется от $\varepsilon_{ст} = 0,907$ до 0,875. На $\eta_{от}$ влияние $n_{пр}$ оказывается большим.

Очевидно, что для ступени, спроектированной на меньшее отношение давлений $(\varepsilon_{ст})_0$ и большую реактивность ρ_0 , обобщенная характеристика количественно была бы иной. Меньшей оказалась бы величина $G_{пр}^{max}$, и при $G_{пр}^{max}$ и $n_{пр} = 1,0$ реактивность оставалась бы положительной. Тогда при $G_{пр}^{max}$ отношение давлений было бы $\varepsilon_{ст} < \varepsilon_a$. При уменьшении конечного давления по сравнению с тем, которое отвечает $G_{пр}^{max}$, расход пара остается критическим, теплоперепад ступени растет, а КПД падает.

7.3. ДЕТАЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕМЕННОГО РЕЖИМА РАБОТЫ СТУПЕНИ И ОПТИМИЗАЦИЯ СТУПЕНИ ДЛЯ ЗАДАННОГО ДИАПАЗОНА РЕЖИМОВ

Детальный расчет переменного режима

В предыдущих параграфах этой главы определялась работа ступени, как правило, или качественно, или в той или иной мере по приближенным формулам. Некоторые формулы, например, для степени реактивности, располагаемого теплоперепада относятся только к докритическим режимам в решетках ступени.

Часто приходится рассматривать работу турбинной ступени при изменившемся расходе пара через турбину, когда параметры до или после ступени неизвестны. В таком случае задача осложняется, так как изменение расхода пара сопровождается изменением параметров, которые, в свою очередь, определяют изменение режима ступени.

Решение может быть найдено методом последовательного приближения, причем задача упрощается, если расчет ведется не от начальных параметров а от конечного состояния при выходе из ступени. Особенно рационален расчет ступени от конечного состояния пара при сверхзвуковых скоростях потока. При критическом режиме расчет ступени от начального состояния пара требует намного большего числа приближений. В то же время, как будет показано ниже в § 7.5, относительно нетрудно найти давление пара за ступенью при новом режиме работы всей турбины, а энтропию пара за ступенью оценить, задавшись КПД группы ступеней, что можно сделать достаточно точно.

Покажем, как проводится расчет ступени от заданного конечного состояния пара, причем в этом параграфе речь идет о расчете по среднему диаметру ступени.

Таким образом, заданными являются параметры пара за ступенью p_2 и h_2 , следовательно, v_2 и u_2 расход пара G и частота вращения n . Кроме того, должны быть известны или все геометрические характеристики ступени: решетки, их размеры, зазоры и т. д., или полные данные расчетного режима работы ступени, которые, как и ранее, отмечены индексом 0, а также некоторые геометрические характеристики.

Расчет как переменного, так и основного режима работы ступени проводится с помощью h , s -диаграммы. Предположив, что состояние пара при выходе из ступени соответствует точке А в h , s -диаграмме (рис. 7.23, а), оценим сумму потерь в ступени, дающих разность $\eta_{от} - \eta_{ст}$. Следует отметить, что точность такой оценки может быть не слишком большой, так как конечная точка процесса (энтропия h_2) принята

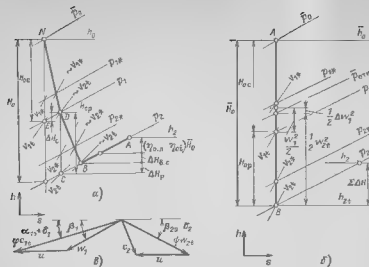


Рис 7.23 К расчету переменного режима работы ступени от конечного состояния
а процесс расширения пара в h, s -диаграмме, б то же, но при упрощении расчета по одной изохронте и треугольнику скоростей

ориентировочно, а дополнительные потери, необходимые для вычисления внутренней мощности ступени относительного внутреннего КПД, придется позднее уточнять.

Дополнительные потери можно приближенно оценить по формулам

$$\Delta H_{\text{нарг}} + \Delta H_{\text{тр}} \approx (\Delta H_{\text{нарг}} + \Delta H_{\text{тр}}) \left(\frac{n}{n_0} \right)^3 \frac{G_0}{G}$$

$$\Delta H_{\text{т}} \approx (\Delta H_{\text{т}})_0 \frac{G_0}{G}, \quad (7.54)$$

$$\Delta H_{\text{вл}} \approx (\Delta H_{\text{вл}})_0 \frac{G_0}{G} \frac{1}{y_{10}}$$

При критическом режиме течения в рабочей решетке, т.е. при $p_2 < p_{2*}$, давление в выходном сечении (горле) ее находится с помощью выражения (7.19)

$$\tilde{M}_{2t} \frac{w_{2t}}{a_2} = \frac{G}{\mu_2 F_2 \sqrt{\kappa p_2 / v_{2t}}}$$

Напомним, что число $\tilde{M}_{2t}$ является своего рода фиктивным числом М, так как для сверхзвукового потока подсчитывается

по отношению скоростей в разных сечениях, условной скорости w_{2t} по формуле (7.19) и скорости звука a_2 в среде с параметрами за рабочей решеткой, скорость же w_{2t} надо определять из уравнения неразрывности с учетом отклонения потока в косом срезе, т.е.

$$w_{2t} = \frac{G v_{2t} \sin \beta_{2*}}{\mu_2 F_2 \sin (\beta_{2*} + \delta)} \quad (7.55)$$

По уравнению изохронты

$$p_{2*} v_{2*}^{\kappa} = p_{2t} v_{2t}^{\kappa}$$

с учетом (7.19) получим

$$p_{2*} = p_{2t} \tilde{M}_{2t}^{2\kappa/(\kappa+1)}, \quad (7.56)$$

Таким образом, если $\tilde{M}_{2t} \leq 1$, то давление пара в горле рабочей решетки равно давлению за ней p_2 и нец необходимо дополнительно учитывать отклонение пара в косом срезе. При $\tilde{M}_{2t} > 1$ сначала по (7.56) находится давление p_{2*} и по h, s -диаграмме удельный объем v_{2*} . Затем вычисляется угол отклонения потока по (2.53а) подстановкой в эту формулу вместо угла α_1 , угла β_2 , и $\varepsilon_2 = p_2 / \tilde{p}_{10 \text{ги}}$ $\varepsilon_2 p_2 / p_{2*} = \varepsilon_2 \tilde{M}_{2t}^{2\kappa/(\kappa+1)}$

$$\sin (\beta_{2*} + \delta) = A \left(\varepsilon^{2/\kappa} \varepsilon^{(\kappa+1)/\kappa} \right)^{1/2} \sin \beta_{2*} \quad (7.57)$$

Здесь

$$A = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{1/\kappa-1} \left(\frac{\kappa}{\kappa+1} \right)^{1/2} \quad (7.57a)$$

Или

$$\sin (\beta_{2*} + \delta) = \sin \beta_{2*} / q_2, \quad (7.58)$$

где $q_2 = f(\beta_2)$ находится по газодинамическим таблицам [45]. Далее по формуле (7.55) определяется теоретическая относительная скорость выхода из рабочей решетки w_{2t} и число $\tilde{M}_{2t} > 1$

$$\tilde{M}_{2t} = w_{2t} / a_2 \quad (7.59)$$

При дозвуковых скоростях, т.е. при $p_2 > p_{2*}$ или при $\varepsilon_2 < \varepsilon_*$ или по формуле (7.19) при $\tilde{M}_{2t} - \tilde{M}_{2t} < 1$ подсчитывается скорость

$$w_{2t} = G v_{2t} / \mu_2 F_2$$

и соответственно число $\tilde{M}_{2t} < 1$

$$\tilde{M}_{2t} = G v_{2t} / \mu_2 F_2 a_2 \quad (7.60)$$

При использовании уравнений неразрывности для определения скорости w_{2t} в первом приближении следует принимать

значения удельного объема не в точке C а в точке B на h -диаграмме (рис 7.23, а). Коэффициенты расхода μ_1 в первом приближении принимаются такими же, как и при расчетном режиме. Изменение коэффициента расхода следует обязательно учитывать при изменении конечной сухости пара, используя для этого формулу (2.89) или рис. 2.39. Влияние других факторов на коэффициент расхода μ_2 можно учесть по данным § 2.7. Однако, как правило, эти изменения не столь велики и обычно, кроме случая влажного пара, не превышают точности всего расчета.

Действительная скорость $w_2 = \psi w_{2n}$, необходимая для построения выходного треугольника скоростей (рис. 7.23, в), сначала определяется в предположении, что $\psi = \psi_0$. В последующем коэффициент скорости ψ с учетом нового режима скорости M_{2n} , подсчитываемой по формулам (7.59) или (7.60), и изменению угла входа β_{10} . β_1 определяется или по аэродинамическим характеристикам конкретных решеток, или по зависимостям, представленным в § 2.7, или с учетом так называемых потерь при входе, равных $0,5(\Delta w_1)^2$ согласно (7.27). Последний способ будет использован при последующем изложении методики детального расчета переменного режима работы ступени.

При построении треугольников скоростей (рис 7.23, в) при необходимости следует учитывать отклонение потока в косом срезе и изменение окружной скорости и при переменной частоте вращения n . Построив выходной треугольник скоростей, определяя абсолютную скорость выхода пара c_2 , после чего производя проверку принятой вначале по оценке потерь с выходной скоростью $\Delta H_{вс} = c_2^2/2$. В случае значительного расхождения $\Delta H_{вс}$ с первоначально принятой величиной следует сменить точку B соответственно полученной из расчета потерь с выходной скоростью.

Для следующего этапа расчета определения давления p_1 перед рабочей решеткой необходимо сначала задать величину относительной скорости входа в рабочую решетку w_1 . Затем величина w_1 проверяется построением входного треугольника.

Проще всего в первом приближении задаться величиной $w_1 = w_{10}$, а при отсутствии основного расчета можно принять

$$w_1 \approx w_{2n} \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_{10}},$$

где $\beta_{10} \approx \beta_1^*$ принимается по чертежу рабочей решетки (рис 2.6). Подсчитав потери при обтекании рабочей решетки

$$\Delta H_p = 0,5 w_{2n}^2 (1 - \psi^2), \quad (7.61)$$

находим положение точки C (рис 7.23, а).

Изэнтропийный теплоперепад рабочей решетки согласно (7.33) равен

$$H_{0p} - H_0 = H_{0с} - \frac{w_{2n}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} + \frac{(\Delta w_1)^2}{2} \quad (7.62)$$

Этому теплоперепад соответствует отрезок CD на h -диаграмме (рис. 7.23, а), причем в первом приближении, не зная пока углов входа β_1 и других параметров входного треугольника скоростей (рис 7.23, в) и, следовательно, не зная величины потерь на входе в рабочую решетку $0,5(\Delta w_1)^2$, примем предварительно $0,5(\Delta w_1)^2 = 0$. По теплоперепад H_{0p} , откладывая его на h - s -диаграмме, определяем давление p_1 за сопловой решеткой и удельный объем v_{1n} .

Далее производим расчет сопловой решетки аналогично проведенному выше расчету рабочей решетки, т. е. сначала находим число M_{1n}

$$\tilde{M}_{1n} = \frac{\tilde{c}_{1n}}{a_1} = \frac{G}{\mu_1 F_1 \sqrt{\kappa p_1 / v_{1n}}}. \quad (7.63)$$

Если $\tilde{M}_{1n} < 1$, то $\tilde{M}_{1n}$, M_{1n} , если $\tilde{M}_{1n} > 1$, то давление $p_1 < p_{1*}$ и аналогично формуле (7.56) получаем

$$p_{1*} - p_1 \tilde{M}_{1n}^{2\kappa/(\kappa+1)}. \quad (7.64)$$

При $\tilde{M}_{1n} > 1$ по формуле (2.53а) подсчитывается угол выхода из сопловой решетки с учетом отклонения потока в косом срезе

$$\sin(\alpha_1 + \delta) = A (\varepsilon_1^{2/\kappa} - \varepsilon_1^{(\kappa+1)/\kappa})^{1/2} \sin \alpha_{1*}, \quad (7.65)$$

где A принимается по формуле (7.57а).

Отношение давлений в сопловой решетке при $\tilde{M}_{1n} > 1$ равно

$$\varepsilon_1 = p_1 / p_0 = \varepsilon_n p_1 / p_{1*} - \varepsilon_n \tilde{M}_{1n}^{2\kappa/(\kappa+1)}$$

Тогда вместо (7.65) можно произвести расчет по формуле

$$\sin(\alpha_1 + \delta) = \sin \alpha_{1*} / q_1, \quad (7.66)$$

где $q_1 = f(\varepsilon_1)$ принимается по газодинамическим таблицам, см., например [45].

Затем определяется скорость c_{1n} (при $\tilde{M}_{1n} > 1$)

$$c_{1n} = \frac{G v_{1n} \sin \alpha_1}{\mu_1 F_1 \sin(\alpha_1 + \delta)} \quad (7.67)$$

и $M_{1n} = c_{1n} / a_1$.

При дозвуковых скоростях, т. е. при $p_1 < p_{1*}$, или при $\varepsilon_1 > \varepsilon_n$, или при $\tilde{M}_{1n} = M_{1n} < 1$ подсчитывается скорость

$$c_{1n} = \frac{G v_{1n}}{\mu_1 F_1} \quad (7.68)$$

и соответственно число $M_{11} < 1$

$$M_{11} = \frac{G_{11}}{\mu_1 F_1 a_1} \quad (7.69)$$

При использовании уравнений неразрывности для определения скорости c_{11} и числа M_{11} можно сначала принимать удельный объем v_{11} в точке D , а не в точке E (рис 7.23, а), значение коэффициента расхода μ_1 также можно по сравнению с расчетным уточнить по формуле (2.88), учитывая изменение ступени сухости за сопловой решеткой. При необходимости дальнейшие уточнения μ_1 можно выполнить согласно формулам § 2.7.

По скорости M_{11} , предполагая сначала, что условия входа в сопловую решетку не изменились по сравнению с исходным режимом по аэродинамическим характеристикам конкретной решетки, или используя данные § 2.7, определяют коэффициент скорости для сопловой решетки ϕ , который в первом приближении можно принять равным расчетному $\phi = \phi_0$. Тогда по скорости $c_1 = \phi c_{11}$, углу α_1 (при $M_{11} > 1$ с учетом отклонения потока в косом срезе решетки) и новому значению окружной скорости u (если $n = \text{var}$) строится входной треугольник скоростей (рис 7.23, в), из которого определяются скорость w_1 , угол β_1 и согласно (7.27) потери на входе в рабочую решетку:

$$0,5(\Delta w_1)^2 = 0,5c_1^2 \left[\frac{u}{c_1} - \left(\frac{u}{c_1} \right)_0 \right]^2, \quad (7.70)$$

Далее по формуле (7.61) уточняется положение точки D (рис 7.23, а) и по формуле $\Delta h_1 = 0,5c_{11}^2(1/\phi^2)$ положение точки E . По новым w_1 и $0,5(\Delta w_1)^2$ находится новый перепад H_{0p} и так далее. Расчет всей ступени проводится итерацией.

В результате расчета уточняются все потери в ступени, η_{0st} , реактивность p , располагаемый теплоспад H_0 , параметры торможения перед ступенью p_0 и h_0 , внутренняя мощность ступени N_i .

При расчете процесс итерации следует вести с точностью, не превышающей точности всего расчета, в частности (при использовании таблиц водяного пара), энтальпию и все теплоспады, включая потери в тепловых единицах, следует определять с точностью не более 0,1 кДж/кг, коэффициенты скорости, расхода, КПД, реактивность с точностью до 0,001 и т. д.

Естественно, что расчет переменного режима ступени, в случае если требуется выполнить его детально и нельзя воспользоваться упрощенными формулами предыдущих параграфов этой главы, в частности при сверхзвуковых скоростях пара, а также при выполнении серии расчетов целесообразно

проводить на ЭВМ. Его можно выполнять с некоторыми упрощениями на микрокалькуляторах с программированием.

Для таких расчетов необходимо использовать подпрограммы для параметров водяного пара. Такие относительно простые подпрограммы приведены в приложении 1. Программа для расчета переменного режима работы ступени с детальным примером расчета имеется в [34]. Эта программа по сравнению с описанной выше методикой имеет следующие упрощения: удельные объемы пара за решетками определяются на одной, основной изохронте. Тогда процесс в h , s -диаграмме будет отвечать рис 7.23, б. Кроме того, принято что $\mu_1 = \mu_{10}$, $\mu_2 = \mu_{20}$ (для перегретого пара), $\phi = \phi_0$ и $\psi = \psi_0$. Изменение условий входа в рабочую решетку учитывается в виде потерь $0,5(\Delta w_1)^2$.

Для расчета всей ступени по одной изохронте следует оценить положение точки B . Эта оценка может быть произведена следующим образом: если для нового режима известно состояние пара за ступенью p_2 и h_2 , а для расчетного режима известны H_0 и η_{0st} , то в первом приближении можно принять, что все потери в ступени будут равны

$$\sum \Delta h \approx \frac{G}{G_0} H_0 [1 - (\eta_{0st})_0] \quad (7.71)$$

и соответственно энтальпия в точке B (рис 7.23, б) найдется как

$$h_{21} = h_2 - \sum \Delta h$$

От этой точки и производится весь расчет. Если выполненный расчет покажет значительное расхождение h_{21} с принятым, то расчет можно повторить, приняв за исходную новую точку B на изобаре p_2 . Отметим, что как упрощение расчета, проводимого по одной изохронте, так и грубая оценка точки B в большинстве расчетов не приводят к погрешностям, выходящим за точность ввода исходных данных. Подробно этот вопрос анализируется в [34].

Оптимизация ступени с учетом переменного режима работы

Если ступень заведомо будет работать при существующих переменных режимах, то очевидно, что это должно учитываться при выборе ее характеристик. Наиболее простым подходом к такой оптимизации является следующий для всего диапазона переменных режимов ступени рассматриваются два крайних режима. Например, последняя ступень турбины с протиодавлением при $p_2 = \text{const}$ и $u = \text{const}$ рассчитывается для диапазонов от G^{max}

до G^{min} . Средний из этих режимов, скажем при $G_{\text{ср}} = \frac{G^{\text{max}} + G^{\text{min}}}{2}$ или при

$0,5 (H_0^{\text{max}} + H_0^{\text{min}})$ выбирается как оптимальный. Тогда приблизительно можно предполагать, что при двух крайних режимах снижение экономичности будет примерно одинаковым и не очень значительным.

В то же время очевидно, что в общем случае эти рассмотренные режимы G_{max} , G_{min} и $G_{\text{ном}}$ будут в течение суток года занимать различное время. Не ясно прийти к выводу, что более важно обеспечить наибольший КПД для тех режимов, которые соответствуют большему отрезку времени работы.

Пусть в течение года анализируется m -режимов, каждый из которых (j, n) характеризуется временем работы t_j , расходом пара G_j , частотой вращения n_j и т. д.

Определив для каждого из этих режимов $(\eta_{\text{от}})_j$ найдем, что средневзвешенный КПД равен

$$\eta_{\text{от}} = \frac{\sum_{j=1}^m (\eta_{\text{от}})_j t_j}{\sum_{j=1}^m t_j} \quad (7.72)$$

Выбрав какой-то из режимов в заданном их диапазоне (за номинальный можно взять для этого те или иные оптимизируемые параметры (например отношение скоростей ступень реактивности и т. д.), которые обеспечат максимум $\eta_{\text{от}}^0$).

Но и эта схема оптимизации не является наиболее целесообразной, точнее другая по максимальной выработке энергии. Тогда конечная цель наибольшая величина $W_{\text{г}} = t \Delta$ в кВт ч т с

$$W_{\text{г}}^{\text{max}} = \sum_{j=1}^r t_j \Delta_{\text{г}} \quad (7.73)$$

Следует учитывать, что если при такой оптимизации выбираются или при изменении режимов меняются температурные ступени, параметры перед или за ней, то одновременно в случае многоступенчатой турбины меняются режимы работы и соответственно показатели других ступеней турбины, а в случае одноступенчатой турбины будет меняться расход теплоты. Поэтому оптимизация одной ступени как правило имеет методический характер.

7.4. ПОСЛЕДНИЕ СТУПЕНИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБИН ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ОБЪЕМНОГО ПРОПУСКА ПАРА

Последние ступени конденсационных турбин с точки зрения переменного режима работы находятся в особых условиях. С одной стороны, давление пара p_2 за этими ступенями определяемое давлением в конденсаторе p_k зависит от многих факторов расхода пара температуры и расхода охлаждающей воды, загрязнения трубок конденсатора и т. д. Другой важной особенностью последней ступени, рассмотренной в § 3.5, является максимальная из всех ступеней турбины верность и в связи с этим наибольшее расхождение в параметрах в корневой и периферийной зонах, наибольшее изменение по высоте профилей рабочих лопаток.

Эти особенности последней ступени требуют специального рассмотрения переменного режима ее работы.

Сначала, как и в предыдущих параграфах этой главы, рассмотрим процесс расширения пара для среднего диаметра ступени, не затрагивая пока изменения параметров по радиусу. Предполагаем, что при изменении давления отработавшего пара расход его сохраняется неизменным.

Вначале проанализируем с качественной стороны изменения, которые будут происходить в ступени при изменении давления на выходе из нее.

Если в решетках последней ступени не возникает критической скорости, то изменение давления за ступенью будет отражаться также и на давлении перед ступенью. Начиная

режима, когда при понижении давления в одной из решеток последней ступени будет достигнута скорость звука, дальнейшее понижение давления отработавшего пара не будет влиять на давления и скорости во всех решетках, расположенных вверх по потоку от этого критического сечения.

На рис 7.24, а показаны треугольники скоростей последней ступени при различном давлении отработавшего пара, $G = \text{const}$ и $n = \text{const}$. Звездочкой отмечена критическая относительная скорость выхода из рабочей решетки w_{2*} . При повышении противодавления уменьшаются не только скорости при выходе из ступени, но и скорости пара при выходе из сопловой решетки. Треугольники скоростей, отвечающие этому докритическому режиму, имеют индекс 1.

При понижении противодавления ниже критического треугольник входа остается неизменным, а скорость w_2 начинает превышать критическую за счет расширения пара в косом резе рабочей решетки. Это сопровождается отклонением потока пара в косом срезе. При дальнейшем понижении противодавления может быть достигнуто предельное расширение пара в косом срезе, после чего последующее расширение будет происходить уже за ступенью. При этом проекция $w_{2\text{ч}} \beta_2$ не увеличивается с понижением давления p_2 и, следовательно, также не увеличивается мощность последней ступени.

Если при изменении давления p_2 критическая скорость начала возникает в горле сопловой решетки, то и в ней расширение будет также происходить в косом срезе и сопровождаться отклонением струи пара.

После достижения критической скорости w_{2*} в выходном сечении рабочей решетки дальнейшее понижение давления за ступенью не вызовет изменения давления в зазоре между сопловой и рабочей решетками и будет влиять только на скорость выхода из рабочей решетки. Этому случаю соответствуют треугольники рис 7.24, б, причем скорости c_1 , u_1 .

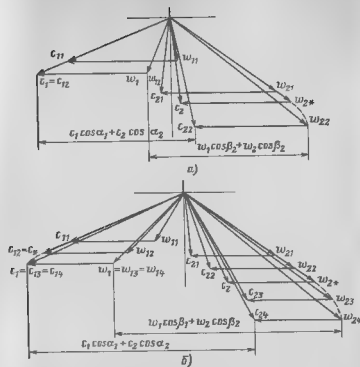


Рис 7.24 Треугольники скоростей последней ступени при изменении давления на выходе из ступени $G = \text{const}$, $u = \text{const}$
 а критическая скорость возникает только в выходном сечении рабочей решетке,
 б критическая скорость возникает сначала в сопловой, а затем в рабочей решетках

c_2 относятся к тому давлению, при котором скорость w_2 достигла критической; скорости c_{12} , w_{12} , w_{22} , c_{22} соответствуют достигнутой критической скорости c_1 при выходе из сопловой решетки; наконец, треугольники с индексами 1 изображают скорости при докритическом протекании пара, а треугольники с векторами c_{14} , w_{14} , w_{24} , c_{24} отвечают предельному расширению в косом срезе рабочих решеток.

Очевидно, что при понижении давления за ступенью и неизменном расходе пара усилие R_u , передаваемое на лопатки ступени возрастает лишь до тех пор, пока растет сумма проекций скоростей:

$$c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2 \approx w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2$$

После того как исчерпается возможность расширения в косом срезе рабочей решетки, дальнейшее понижение p_2 будет вызывать лишь увеличение осевой составляющей R_u , в то

время как R_u , а следовательно, и мощность ступени будут сохраняться неизменными.

Таким образом, при данном расходе пара каждая ступень при понижении противодавления способна увеличивать мощность не беспредельно, а только до вполне определенного уровня.

Представленные на рис. 7.24 треугольники скоростей последней ступени построенные для $G = \text{const}$, $u = \text{const}$ и $p_2 = \text{var}$, могут в равной мере относиться и к изменению расхода пара G и к одновременному изменению G и конечного давления p_2 , т. е. в общем случае к изменению объемного пропуска пара $Gv_2 = \text{var}$, см формулы (7.15), (7.20) и (7.21). Различные при этом числа Рейнольдса в степени влажности могут учитываться отдельно, например с помощью поправочных коэффициентов.

Скорость w_{2k} , с определения которой начинается расчет переменного режима работы ступени (см § 7.3) увеличивается с ростом объемного расхода.

Рассмотрим теперь, как будет меняться эта скорость по высоте рабочей лопатки при изменении Gv_2 . Как было показано в § 3.5 (см., например, рис. 3.26), обычно в ступени значения верности скорости w_{2k} у корня существенно меньше, чем у периферии. В ступенях, рассчитанных на умеренные значения c_2 , относительная скорость выхода из рабочей решетки в прикорневой зоне $w_{2k} < a_2$, а у периферии $w_{2k} > a_2$. В сильно нагруженных ступенях при расчетном режиме относительные скорости на выходе из рабочей решетки по всей высоте превышают критические. В последнем случае увеличение Gv_2 и, следовательно, увеличение скорости w_{2k} не приведут к изменению скоростей и углов потока на входе в ступень, см на рис. 7.25 кривые для режима $Gv_2/(Gv_2)_0 = 1$.

Таким образом, изменение режима в этом случае скажется только на обтекании косого среза рабочей решетки. Поскольку расход пара определяется параметрами потока в минимальном (горловом) сечении, а эти параметры при $w_{2k} > a_2$ не будут меняться, то следовательно, распределение расхода по высоте ступени также не изменится.

Если же Gv_2 уменьшится, то уменьшатся скорости w_{2k} по всей высоте ступени. Так как наименьшие значения скорости w_{2k} соответствуют корневой зоне, то именно в этой зоне обтекание рабочей решетки раньше, чем в других сечениях по высоте, будет происходить с дозвуковыми скоростями $w_{2k} < a_2$. В этой зоне произойдет изменение давления перед рабочей решеткой, см. на рис. 7.25 кривые для режимов $Gv_2/(Gv_2)_0 < 0.8$. При этом, очевидно, изменится градиент давления по радиусу dp_1/dr за сопловой решеткой. Этот градиент давления согласно анализу проведенному в § 3.4

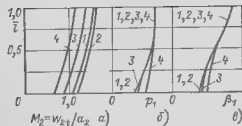


Рис. 725 Изменение некоторых параметров потока в последней ступени турбины с $d/l=2,5$ при $G = \text{const}$ и $p_2 = \text{var}$: а) скорость $M_2 = w_{2t}/a_2$, б) давление пара за сопловой решеткой p_1 , в) угол входа в рабочую решетку β_1 . 1 режим $G_{t2}/(G_{t2})_0 = 1,0$, 2 $G_{t2}/(G_{t2})_0 = 1,1$, 3 $G_{t2}/(G_{t2})_0 = 0,8$, 4 $G_{t2}/(G_{t2})_0 = 0,6$

определяется углом выхода потока из сопловой решетки, который останется почти тем же, и изменением наклона (угла ν) и формы меридиональных линий тока.

$$\frac{\partial \lg v}{\partial r} \text{ и } \frac{\partial \lg v}{\partial a}$$

Изменение dp_1/dr по сравнению с расчетным режимом возможно при соответствующем изменении меридиональных линий тока в корневой зоне, а вслед за этим и в других расположенных выше участках ступени (рис 726). Поскольку для корневой зоны при $w_{21} < a_2$ будут меняться p_1 , β_1 , w_1 и v_1 , то также будут меняться условия обтекания рабочей решетки. К тому же в корневой зоне каналы рабочей решетки имеют наименьшую конфузурность (из-за наименьшей реактивности p_2) и наибольший поворот потока $\Delta\beta \approx 180^\circ$ ($\beta_1 + \beta_{21}$). При нерасчетных углах входа β_1 (рис 725 в) сопротивление этой части рабочей решетки будет возрастать. Вследствие этого поток пара, выходящий из сопловой решетки, будет стремиться в периферийные участки рабочего колеса, где из-за большей конфузурности и меньшей чувствительности сечений рабочей решетки к изменению угла входа условия обтекания обычно более благоприятны.

Все это приводит к перераспределению расходов пара по высоте, увеличению удельного расхода в периферийной части

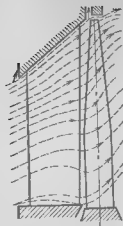


Рис 726 Меридиональные линии тока в ступени с $d/l = 2,5$ при $G_{t2} = 0,5$

и сокращению его в корневой, что подтверждается опытными данными полученными ВТИ на нескольких турбинах.

На рис 727 для одной из ступеней с $d/l=2,8$ для разных значений относительного объемного пропуска пара $G_{t2}/(G_{t2})_0$ показано распределение по высоте осевых составляющих выходных скоростей c_{2a} . Поскольку удельный объем пара примерно постоянен по высоте, то изменение

$$c_{2a} = \frac{\Delta G_{t2}}{\pi d \Delta l_2}$$

одновременно характеризует изменение удельного расхода пара $\Delta G_{t2}/(\pi d \Delta l_2)$. Чем меньше объемный пропуск пара через ступень, тем резче сказывается это перераспределение удельных расходов пара и при определенном режиме $G_{t2}/(G_{t2})_0 \approx 0,8$ (на рис 727) за ступенную скорость c_{2a} а значит и расход пара ΔG в корневой зоне становятся равными нулю, т.е. в корневой зоне из рабочей решетки пар не выходит. Происходит отрыв потока в радиальном направлении от корневого обвода рабочей решетки. С уменьшением G_{t2} зона корневого отрыва, т.е. той части выходного сечения ступени, где нет выхода пара, увеличивается. Это отчетливо видно из рис. 727, построенного для широкого диапазона изменения объемного пропуска пара через ступень. Чем меньше G_{t2} , тем выше по потоку начинается отрыв, а в отрывной зоне происходит обратное, сильно завихренное движение пара (рис 728). При очень малых значениях $G_{t2}/(G_{t2})_0$ это обратное движение может, как показали опыты ВТИ, охватить даже и предыдущие ступени.

Физически этот отрыв объясняется существованием диффузорным характером потока в этой зоне, когда кинетической энергии частиц пара в пограничном слое оказывается уже недостаточно для преодоления повышения давления.

Резкое изменение условий течения, начавшееся с корневой юны, нарушает расчетную схему обтекания и во всей ступени. В периферийной зоне, где обычно каналы рабочих лопаток слабоконфузорны и сама решетка весьма чувствительна к изменению режима, также обнаруживается вихревое движение пара. Это завихрение (по опытам ВТИ и ХПИ) начинается в зазоре ступени или даже (при крутом меридиональном обводе диафрагмы) еще в сопловой решетке (рис. 728. а).

Очевидно, что такой сугубо нерасчетный характер течения пара в ступени, сопровождающийся вихревым движением, существенно снижает экономичность ступени (рис. 729). С уменьшением G_{t2} резко падает КПД ступени и даже становится отрицательным. При этом ступень не вырабатывает полезной мощности, а отнимает ее от других ступеней турбины. Согласно опытным данным представленным на рис. 729

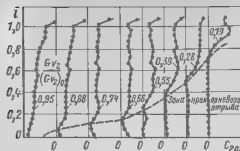


Рис 7.27 Распределение скорости c_2 и, следовательно, удельного расхода пара по высоте за последней ступенью с $d/l=2,8$ при различных значениях объемного расхода пара

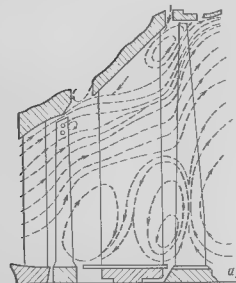


Рис 7.28 Появление обратных течений в последних ступенях при малых объемных пропусках пара

а — ступень натурной турбины с $d/l_2=2,5$ при c_{22} $G_{22}/(G_{22})_0=0,14$; б — модельная ступень с $d/l=2,6$

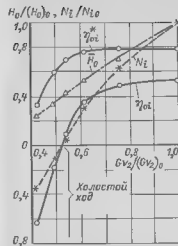
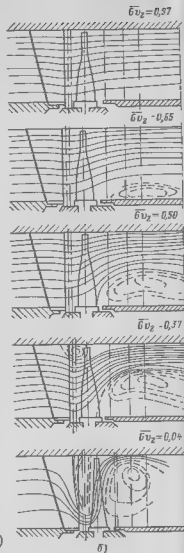


Рис 7.29 Изменение η_{oi} и η_{oi}^* $\eta_{oi}^* = (\epsilon_{22}/\epsilon_{20})^2$ N_i и N_i/N_{i0} H_0 и внутренней мощности N_i последней ступени с $d/l=2,6$ в зависимости от объемного пропуска пара G_{22} (получено по испытаниям натурной турбины)

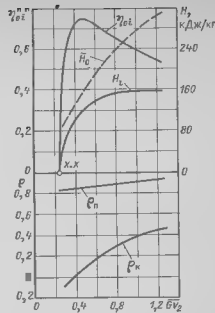


Рис 7.30 Характеристики последней ступени с $d/l=2,8$ полученные по опытам проведенным в многоступенчатой экспериментальной турбине

граница холостого хода, т.е. $\eta_{oi}=0$ и $N_i=0$, соответствует режиму $G_{22}/(G_{22})_0=0,53$, когда располагаемый теплотеплопотенциал ступени еще довольно велик и составляет $H_0=59$ кДж/кг

На рис 7.30 представлены характеристики последней ступени крупной турбины спроектированной с учетом пространственного оттока и работы в условиях существенно переменного режима. Эта ступень ЛМЗ со стальной лопаткой длиной 1,000 м при $d_k=1800$ мм с $d/l=2,8$ и $\Omega \pi d_2 l_2=8,8$ м² ($n=50$ 1/с). Ступень испытывалась в многоступенчатой экспериментальной турбине ЦКТИ

Расчетным режимом ступени при G_{20k} является конечное давление $p_k=55$ кПа, что условно принято за $G_{22}=0,8$. Повышение объемного пропуска пара до $G_{22}=1$ достигается углублением вакуума до $p_k=4,4$ кПа. При этом режиме весьма значительна корневая реактивность $r_k=0,4$. При режиме $G_{22}=1$ ступень имеет $\eta_{oi}=58\%$. Столь невысокая экономичность объясняется большой долей выходных потерь, когда средневзвешенная величина M составляет

$M_{21} = \gamma_{21}/\alpha_2 = 11$ при расчетном режиме $\bar{G}_{12} = 0.8$ число $M_{21} = 0.86$. С уменьшением объемного пропуска пара выходная потеря уменьшается без учета изменения угла α_2 она пропорциональна $(G_{12})^2$. Максимальный КПД достигается при $\bar{G}_{12} = 0.49$ и относительно величина выходных потерь $\Delta h_{21}/P_0$ по сравнению с режимом $\bar{G}_{12} = 1$ составляет $\xi_{21} = -0.45 (\xi_{21} < 0)$.

КПД ступени при $\bar{G}_{12} = 0.49$ увеличивается на $\Delta \eta_{21}/(\eta_{21})_0 = 0.3$. Дальнейшее уменьшение расхода $G_{12} < 0.49$ ведет к снижению экономичности что объясняется рядом причин существенно нерасчетными условиями обтекания решеток, в том числе сопловой начинающимся корневым отрывом и очень большими углами α_2 .

При $\bar{G}_{12} < 0.4$ отрыв начинает занимать все большую долю высоты ступени ($p_2 < 0$) и при $\bar{G}_{12} = 0.26$ ступень переходит в режим холостого хода. С увеличением $G_{12} > 0.8$ изменение КПД ступени определяется главным образом ростом выходной потери а также повышением чисел M_{21} на выходе из рабочей решетки.

При $\bar{G}_{12} = 0.9$ полностью (по среднестатистическим по высоте ступени параметрам и скоростям) исчерпывается распригнательная способность косога среза рабочей решетки. Следовательно при $G_{12} > 0.9$ углубление вакуума (при G_0 const) и соответственно увеличение располагаемого теплоперепада ступени H_0 не сопровождается увеличением использованного теплоперепада H_1 и мощности L_1 которая достигает максимального значения.

Отрыв потока в корневой зоне и вихревые движения в корневом и периферийном участках ступени, как показали исследования не стационарные, они создают дополнительные пульсации потока, оказывающие существенное влияние на динамическую надежность рабочих лопаток. Экспериментально обнаружено, что с уменьшением G_{12} , несмотря на значительное снижение изгибающих усилий R , действующих на рабочие лопатки последней ступени, динамические напряжения в них увеличиваются, что может вызвать поломки лопаток.

В связи с тем что тенденция увеличения мощностей паровых турбин неизбежно приводит к росту относительной высоты лопаток l/d и тем самым к большей разнице по высоте в характеристиках потока и к большим напряжениям в лопатках, то еще при проектировании ступени принимают особые меры к обеспечению ее надежной работы.

С одной стороны, желательно повышать вибрационную надежность рабочих лопаток, применяя соответствующие материалы для них, а также увеличивая кратность ближайшей резонансной зоны.

В ряде случаев при эксплуатации турбины не разрешается длительное время работать при существенно пониженных значениях G_{12} , а также при значительном ухудшении вакуума. Особенно неблагоприятен срыв вакуума, т.е. внезапное по-

вышение давления p_k , когда кратковременно, но существенно возрастают динамические напряжения в лопатках. При этом иногда происходят поломки лопаток последних ступеней.

Однако существуют и другие пути стабилизации режима работы последней ступени при пониженных объемных расходах пара.

1. Увеличение корневой реактивности ступени. При этом с одной стороны, ступень оказывается менее чувствительной к изменению режима (см. § 7.1) с другой стороны, увеличивается конфузурность корневой зоны рабочей решетки. Последнее в сочетании с увеличением расчетного входного угла β_{10} снижает, как было показано в § 2.4, чувствительность обтекания к изменению угла β_1 и других условий течения на входе.

2. Увеличение расчетного располагаемого теплоперепада ступени. Чем больше располагаемый теплоперепад ступени, тем при меньшем значении $G_{12}/(G_{12})_0$ будет работать ступень при режиме холостого хода, крайне неблагоприятного с точки зрения неустановившихся процессов обтекания и динамических напряжений.

3. Распределение расхода пара по высоте ступени, обеспечивающее меньшую разницу в относительных скоростях выхода и z_2 при переходе от корневого сечения к периферийному. Для этого удельный расход пара от корня к периферии должен уменьшаться.

4. Применение скабидных сопловых лопаток (рис. 3.24), при которых увеличивается корневая реактивность, улучшаются условия обтекания корневых зон сопловых и последующих рабочих лопаток [54—56].

Следует отметить, что предлагаемые первые три способа непосредственно или косвенно сказываются на экономичности ступени при расчетном режиме и, как правило, приводят к ее снижению. Это объясняется следующим:

а) увеличение теплосоперепада обычно означает, что отношение скоростей в ступени меньше оптимального.

б) чем больше теплоперепад последней ступени, тем больше отношение удельных объемов пара за ней и за предпоследней ступенью $v_{22}/(v_{22})_0$, и, следовательно, тем больше разность в высотах рабочих лопаток этих ступеней. При большой разности этих высот последнюю ступень приходится выполнять с неблагоприятно крутым наклоном меридионального периферийного обвода.

в) распределение расходов пара по высоте лопатки, отклоняющееся от постоянства удельного расхода, как было показано в § 3.5, увеличивает интегральную величину потерь с выходной скоростью что в некоторых, особенно сильно нагруженных ступенях с большой величиной $c_{21} \cdot G_{12}/\Omega$ может ощутимо снизить экономичность всей турбины,

г) увеличение степени реактивности в корневом сечении ступени во многих случаях из-за уменьшения угла поворота потока в корневой части рабочей решетки снижает моменты инерции и сопротивления профиля лопатки в этой зоне. Это, в свою очередь, требует увеличения хорды профиля, что приводит к уменьшению относительного шага решетки ниже оптимального значения.

Таким образом, выбор основных характеристик последней ступени, как было отмечено в § 3.5, должен проводиться исходя из комплекса требований обеспечения надежности при заданном диапазоне режимов, повышения экономичности при расчетном и нерасчетных режимах работы.

Отметим, что во всех случаях большое значение для оптимального проектирования последней ступени имеет профилирование сопловых и особенно рабочих лопаток, обеспечивающее не только минимальные потери, но и малую чувствительность решетки к изменениям режима обтекания. Этот вопрос рассматривался в § 2.4, 2.5 и 3.5.

Следует в заключение указать, что анализ переменного режима работы последней ступени описан упрощенно. Для более полного анализа необходимо использовать методику расчета трехмерного потока [54—56].

Оптимизация последней ступени конденсационной турбины кроме того, что она должна учитывать довольно широкий диапазон изменения режимов работы имеет свои особенности. Одна из них вытекает из предыдущего материала этого параграфа: исключение длительных режимов развитого корневого отрыва, ведущих к снижению динамической надежности лопаток, другая — жесткие требования при проектировании к статическим напряжениям на изгиб и на разрыв, а также к вибрационным характеристикам. И, наконец, в отличие от большинства ступеней высокого и среднего давления требуется дополнительная оптимизация законов закрытки $\alpha_1 = \alpha_1(t)$ и $\beta_2 = \beta_2(t)$.

Один из методов оптимизации последней ступени (иногда одновременно с предыдущей ступенью) разработан ВТИ и ЛМЗ. Сначала выбираются основные размеры ступени: диаметры, высоты, меридиональные обводы. На основе предварительной оценки прочностных и вибрационных характеристик анализа возможности обеспечить приемлемые аэродинамические характеристики решеток, в первую очередь, корневых и периферийных сечений рабочих решеток, выбираются углы $(\beta_2)_1$ и $(\beta_2)_2$, хорды профилей, межлопастные зазоры. Для сопловой и рабочей решеток принимается какая-либо аналитическая, например параболическая, для углов α_1 и β_2 , или их синусов зависимость изменения по высоте со свободными оптимизируемыми коэффициентами.

Далее по специальной программе в заданном диапазоне режимов определяются указанные законы закрытки, которые обеспечиваются с учетом принятых ограничений наизлучающей для заданного отрезка времени выработанную энергию W (см. § 7.3). Все расчеты в том числе и оптимизационные проводятся по специальной программе, использующей полные уравнения, учитывающие искривление и наклон меридиональных линий тока по ради-

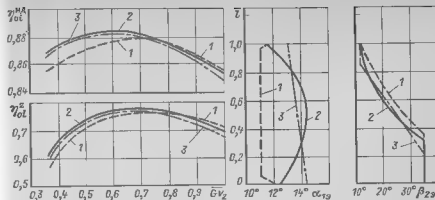


Рис. 7.31 Результаты оптимизации последней ступени мощной турбины

альным сечениям, не пересекающим лопатки т.е. по зазорам проточной части. После проведенной оптимизации уточняются напряжения и вибрационные характеристики и при необходимости подбираются новые значения хорд профилей и углов β_2 .

На рис. 7.31 представлены результаты такого оптимизационного расчета для последней ступени (с $d/l = 2,5$) ЦНД крупной турбины. Оптимизация проводилась (линии 1) сначала только для номинального режима $Gv_2 = 10$. Для углов была выбрана квадратичная парабола $\alpha_1 = f(l)$ и $\beta_2 = f(l)$. На основании предварительных проработок с учетом условий статической и динамической надежности лопаток было принято $(\beta_2)_1 = 11$ и $(\beta_2)_2 = 35$.

Расчет показал, что почти по всей высоте $\alpha_1 \approx 11,5$ для обеспечения приемлемых условий обтекания рабочих решеток при заданных β_2 . Это отклонение от оптимизированного закона $\alpha_1 = f(l)$ практически не сказалось на экономичности ступени. Как было показано ранее, максимальный КПД ступени (без учета влажности) $\eta_{\max}$ достигается при $Gv_2 \approx 0,6$, а максимальный $\eta_{\max}$ всего ЦНД при $Gv_2 \approx 0,7$. Переменный режим рассчитывался при неизменном расходе пара и переменном давлении $p_2 = \text{const}$.

Если же оптимизацию провести в предположении, что 30% времени турбина работает при $Gv_2 = 1,0$ а остальные 70% при $Gv_2 = 0,5$ (кривые 2), то интегральный выигрыш для последней ступени составит $\Delta\eta/\eta = 0,025$, а для всего ЦНД прирост экономичности будет равен $\Delta\eta/\eta \approx 0,007$. Для этого случая угол α_1 от корня к среднему радиусу растет от $12,5$ до $14,3^\circ$, что означает увеличение корневой реактивности, необходимой для предотвращения корневого отрыва при пониженных нагрузках $Gv_2 < 1$. Как в первом, так и во втором случаях довольно большая по протяженности корневая зона рабочей лопатки имеет $\beta_2 = 35 = \text{const}$. На рис. 7.31 кривыми 3 показана оптимизация с учетом того же переменного режима, но при линейном законе изменения углов. При использовании аблестивных сопловых лопаток оптимизируется угол их наклона $\delta = f(l)$.

7.5. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ И ТЕПЛОПЕРЕПАДОВ В СТУПЕНЯХ ТУРБИНЫ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ РЕЖИМА РАБОТЫ

Рассмотренный в § 7.3 метод расчета ступени от конечного состояния пара позволяет, следуя от ступени к ступени вверх по потоку пара, рассчитывать группу ступеней и определять давления и теплоперепады для каждой ступени

При построении процесса от конечной ступени к начальной часто оказывается, что конечное состояние пара в точке b на h - s -диаграмме (рис. 7.32) принято по оценке неправильно в том смысле, что проведенный расчет приводит к параметрам, которые несовместимы с состоянием пара в начале процесса расширения. Так, например, при дросселировании парораспределения конечная расчетная точка процесса a (рис. 7.32) должна попасть на уровень начальнойenthalпии h_0 .

Рассмотренные способы расчета ступени, а также группы ступеней при режимах, отличающихся от расчетного, весьма громоздки и иногда решаются с помощью ЭВМ. В то же время желательно найти более простые способы определения давлений и теплоперепадов по ступеням турбины при режимах, отличающихся от расчетного. Решение этой задачи существенно

облегчит определение мощности, которую развивает турбина при изменившемся расходе пара.

На рис. 7.33 схематически показана проточная часть турбины произвольной конструкции. Допустим, что для расчетного режима известны расходы пара G_0 , протекающего через проточную часть, и параметры пара в каждой ступени турбины. Пусть также известны размеры решеток каждой ступени.

Эти решетки можно считать рядом последовательных сопротивлений, расположенных на пути протекания пара. Давление p_a в произвольной промежуточной точке a турбины находится как сумма

$$p_a = p_z + \sum \Delta p_i$$

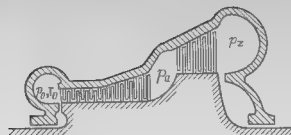


Рис. 7.33 Схема проточной части турбины

где p_z — давление при выходе из группы ступеней, а $\sum \Delta p_i$ — сумма перепадов давлений в ступенях, расположенных за рассматриваемой ступенью. Перепады Δp_i , Δp возникают из-за сопротивления, создаваемого решетками ступеней при произвольном расходе пара G .

Если в какой-либо ступени возникли критические скорости пара, то давление при выходе из ступени не влияет на расход пара, который в этом случае при неизменной площади проходного сечения зависит только от параметров перед решеткой и определяется, как было показано в § 7.1 равенством $G = A \sqrt{p_0 / v_0}$ или если взять отношение произвольного расхода пара к расчетному,

$$G = \sqrt{p_0 / \epsilon_0} \cdot \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{p_{00} \epsilon_{00}}{p_0 \epsilon_0}} = \frac{\epsilon_0}{\sqrt{\epsilon_0}} \approx \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \quad (7.74)$$

Здесь параметры p_{00} , v_{00} , T_{00} соответствуют расчетному расходу пара G_0 , а параметры p_0 , v_0 , T_0 — изменившемуся режиму с новым расходом пара G .

Для случая, когда ни в одной из ступеней рассматриваемой группы не возникает критического режима, воспользуемся формулой (7.46), записанной для j -ступени в предположении $t_0 = 1$, т. е. $p_0 v_0 = \text{const}$

$$(G/G_0)^2 [(p_{00})_j^2 - (p_{z0})_j^2] = p_{0j}^2 - p_{zj}^2 \quad (7.75)$$

При этом, как и при выводе (7.46), пренебрегаем изменением степени реактивности. Как будет показано ниже, в турбинах работающих с постоянной частотой вращения $n = \text{const}$, в большей части ступеней при изменении расхода или параметров пара $p - p_0 = \text{const}$. Составляя выражения аналогичные формуле (7.75), для всех ступеней рассматриваемой группы и имея

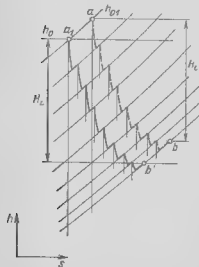


Рис. 7.32 Процесс расширения пара для группы ступеней в h - s -диаграмме

в виду, что относительное изменение расхода пара G/G_0 для всех ступеней одинаково, суммируем левые и правые части

$$\left(\frac{G}{G_0}\right)^2 \sum_{j=1}^z [(p_{00})_j^2 - (p_{20})_j^2] = \sum_{j=1}^z (p_{0j}^2 - p_{2j}^2)$$

Очевидно, что все промежуточные значения давлений исключаются, так как конечное давление для j -й ступени равно начальному давлению $(j+1)$ -й ступени. В результате получим для группы ступеней

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{p_{00}^2 - p_{20}^2}{p_{00}^2 - p_{20}^2}} = \sqrt{1 - \frac{\epsilon_2^2}{\epsilon_0^2}}, \quad (7.76)$$

где $\epsilon_0 = p_0/p_{00}$ — относительные давления перед группой ступеней; $\epsilon_2 = p_2/p_{00}$ — относительные давления за группой ступеней. Если учесть возможное изменение произведения $p_0 v_0$ или температуры перед группой ступеней, то, введя соответствующий поправочный коэффициент, получим для группы ступеней, работающих с докритическими скоростями, следующую формулу

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{p_{00}^2 - p_{20}^2}{p_{00}^2 - p_{20}^2}} \sqrt{\frac{p_{00} v_{00}}{p_0 v_0}} = \sqrt{1 - \frac{\epsilon_2^2}{\epsilon_0^2}} \frac{1}{\sqrt{\tau_0}} \quad (7.77)$$

Для группы ступеней конденсационной турбины, когда $p_2 = p_k$, которые члены под радикалом в формуле (7.77) настолько малы по сравнению с первыми членами, т.е. $\epsilon_2^2 \ll \epsilon_0^2$, что ими можно пренебречь, и формула (7.77) вырождается в простую зависимость (7.74), т.е. расход пара пропорционален давлению перед группой ступеней

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{p_{00} v_{00}}{p_0 v_0}} = \frac{\epsilon_0}{\sqrt{\tau_0}} \quad (7.78)$$

Если рассматривать одновременное изменение давления как перед, так и за группой ступеней, то взаимозависимость $f(G, \epsilon_0, \epsilon_2) = 0$ относительных расходов пара представится конусом, показанным на рис 7.34, а. Здесь по горизонтальным осям отложены относительные давления, а по вертикальной оси — относительные пропуски пара

Закон конуса расходов пара был установлен на основании опытов А Стодола. В дальнейшем формула (7.76) была получена Г Флюгелем. Часто ее называют формулой Стодола-Флюгеля. Представленный выше вывод zajímavosten из [45]

Таким образом, уравнения (7.74) и (7.77) позволяют найти расход пара при изменившемся состоянии или один из

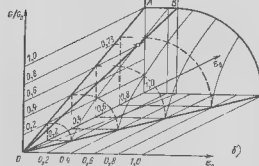
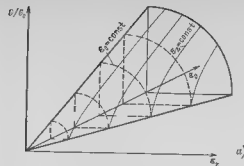


Рис 7.34 Конус расходов пара для группы ступеней с докритическими скоростями (а) и при возникновении критических скоростей (б)

параметров пара при измененном пропуске через группу ступеней в том случае, когда в рассматриваемых пределах изменения расхода пара ступени работают со скоростями, превышающими критическую скорость, или только с докритическими скоростями.

Если давление при выходе из рассматриваемой группы ступеней изменяется пропорционально расходу пара, т.е. соблюдается равенство

$$\epsilon_2 = BG,$$

где B — постоянный коэффициент, то подставляя значения $\epsilon_2 = BG$ и $\epsilon_{20} = BG_0$ в уравнение (7.78), можно после простых преобразований определить

$$\frac{\epsilon_0}{\epsilon_{00}} = \frac{G}{G_0} \sqrt{\frac{p_{00} v_{00}}{p_0 v_0}} \approx \frac{G}{G_0} \sqrt{\frac{\tau_0}{\tau_{00}}}$$

Следовательно, когда в какой-либо ступени турбины давление изменяется пропорционально расходу пара, то и во

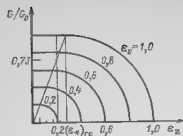


Рис 7.35 Относительные расходы пара через группу ступеней

доля для такой группы ступеней представится диаграммой на рис 7.34, б, предложенной А. В. Шегляевым. Здесь область, ограниченная линиями OA и OB , соответствует пропускам пара, при которых последняя ступень работает с критическими скоростями. Таким образом, расход пара через группу ступеней при изменении параметров пара качественно представляется теми же зависимостями, что и расход пара через единичное сопло или решетку, рассмотренными в § 7.1. Однако отношение $(\epsilon_*)_{гр}$, при котором в ступени группы возникает критическая скорость, приобретает совершенно другие значения: чем $\epsilon_0 = 0,546$ для суживающегося сопла.

На рис 7.35 построены линии изменения относительных расходов пара при изменении противодавления ϵ и при различных относительных начальных давлениях ϵ_0 . Если для примера показанного на этом рисунке, допустить, что нормальное противодавление составляет 0.2 и остается постоянным при изменении пропускса пара, то, как видно из диаграммы, критическая скорость в последней ступени достигается при расходе $q = 0,73$ и с этого режима давления пара по ступеням начнут изменяться пропорционально количеству протекающего пара.

Для рассматриваемого случая зависимость между параметрами пара и его расходом может быть представлена уравнением

$$G = \sqrt{1 - \frac{\epsilon_0^2 - \epsilon^2}{\epsilon_0^2}} \frac{\sigma_{гр} (1 - \epsilon)^2}{1 - \epsilon_0^2} \quad (7.79)$$

где

$$\sigma_{гр} = \frac{(\epsilon_*)_{гр}}{1 - (\epsilon_*)_{гр}}$$

Следует подчеркнуть, что содержащееся в выражении для $\sigma_{гр}$ отношение давлений $(\epsilon_*)_{гр}$ в отличие от формулы (7.44)

всех предыдущих ступенях давления также будут изменяться пропорционально количеству протекающего пара.

При переменном режиме может возникнуть случай, когда при малых пропусках пара ступень работает с докритической скоростью, в то время как при больших нагрузках скорость достигает критической. Если, как это бывает чаще всего, такой ступенью оказывается последняя ступень в группе то конус Сто-

написанной для единичной ступени не равно критическому отношению давлений для сопловой решетки, а представляет собой отношение давлений за последней ступенной группы к начальному давлению, при котором достигается критическая скорость в последней ступени рассматриваемой группы.

Величина $(\epsilon_*)_{гр}$ зависит от числа ступеней в рассматриваемой группе и тем меньше, чем больше число ступеней и также зависит от реактивности r . Если рассматривать активные ступени, то с увеличением r для достижения критической скорости на выходе из сопловой решетки требуется меньшее значение $(\epsilon_*)_{гр}$. Однако при значительной реактивности r критическая скорость может сначала возникнуть в рабочей решетке и тогда увеличение реактивности не приведет к уменьшению $(\epsilon_*)_{гр}$.

Уравнение (7.79) остается справедливым лишь до тех пор, пока ϵ_* больше $(\epsilon_*)_{гр}$. Начиная с режима, когда ϵ_* становится равным $(\epsilon_*)_{гр}$, т. е. при $\epsilon_* \leq (\epsilon_*)_{гр}$, расход пара будет пропорционален давлению.

В большинстве случаев с достаточной степенью приближения для определения зависимости расхода пара от давления в промежуточной ступени можно пользоваться приближенной формулой (7.76). Погрешность оказывается, однако, тем больше, чем выше $(\epsilon_*)_{гр}$. Очевидно, наибольшая погрешность возникнет для того случая, когда формула (7.76) применяется для единичной ступени.

Перераспределение давлений в ступенях турбины при режимах от пичающихся от расчетного приводит также к изменению теплоперепадов в ступенях турбины. Для того чтобы оценить влияние изменения расхода пара на распределение теплоперепадов между отдельными ступенями, выразим приблизительно теплоперепад произвольной ступени

Обозначая $p_0^{ст}$ давление пара перед ступенью, $t_0^{ст}$ удельный объем, $T_0^{ст}$ абсолютную температуру и $p_2^{ст}$ конечное давление и применяя уравнение идеального газа напомним

$$H_0^{ст} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_0^{ст} t_0^{ст} \left[1 - (p_2^{ст}/p_0^{ст})^{(\kappa - 1)/\kappa} \right] \approx \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_0^{ст} \left[1 - (p_2^{ст}/p_0^{ст})^{(\kappa - 1)/\kappa} \right] \quad (7.80)$$

В свою очередь давление $p_0^{ст}$ и $p_2^{ст}$ можно выразить через относительный расход пара G/G_0 и через параметры p_0^0 , t_0^0 , которые отвечают расчетному режиму работы ступени.

В том случае, когда рассматриваемая или одна из предыдущих ступеней турбины работает с критическими скоростями (обычно это характерно для конденсационных турбин)

давления пропорциональны расходам пара $p_0^{\text{ст}} - p_0^{\text{ст}} G/G_0$, $p_2^{\text{ст}} - p_2^{\text{ст}} G/G_0$ и отношение $p_2^{\text{ст}}/p_0^{\text{ст}}$ не зависит от пропуска пара. Теплоперепад ступени

$$H_0^{\text{ст}} \propto \frac{1}{p_0^{\text{ст}} v_0^{\text{ст}}} [1 - (p_2^{\text{ст}}/p_0^{\text{ст}})^{(k-1)/k}] A p_0^{\text{ст}} v_0^{\text{ст}} \quad (781)$$

изменяется лишь в той степени в какой меняется произведение $p_0 v_0$ перед ступенью.

Как будет показано ниже, в большинстве случаев это произведение сохраняется постоянным или меняется незначительно, потому практически можно считать что для промежуточных ступеней, после которых имеются ступени, работающие с критическими скоростями а также для промежуточных ступеней конденсационных турбин теплоперепад не зависит от расхода пара. При постоянном теплоперепаде и $n = \text{const}$ также сохраняется постоянным КПД ступени, так как отношение u/c_ϕ в турбине, работающей при всех нагрузках с одинаковой частотой вращения не меняется.

Относительные величины дополнительных потерь (кроме потерь от влажности) также сохраняются почти неизменными.

Таким образом мощность, развиваемая ступенью после которой имеются ступени, работающие с критическими скоростями пара, равна

$$N_i = G H_0 \eta_{\text{ст}} = \text{const} \times G, \quad (782)$$

т.е. прямо пропорциональна расходу пара.

Если рассматриваемая ступень является одной из группы ступеней, работающих со скоростями, меньшими чем критические, то каждое из давлений $p_0^{\text{ст}}$, $p_2^{\text{ст}}$ [по упрощенной формуле (776)] может быть выражено

$$(p_0^{\text{ст}})^2 = (G/G_0)^2 [(p_0^{\text{ст}})^2 - (p_{20})^2] + (p_{20})^2$$

$$(p_2^{\text{ст}})^2 = (G/G_0)^2 [(p_2^{\text{ст}})^2 - (p_{20})^2] + (p_{20})^2$$

а квадрат их отношения

$$\left(\frac{p_2^{\text{ст}}}{p_0^{\text{ст}}} \right)^2 = \frac{(G/G_0)^2 [(p_0^{\text{ст}})^2 - p_{20}^2] + p_{20}^2}{(G/G_0)^2 [(p_2^{\text{ст}})^2 - p_{20}^2] + p_{20}^2} \quad (783)$$

Очевидно, что при малых значениях давлений пара за группой ступеней p_{20} влияние конечного давления на теплоперепад ступени будет сказываться лишь при очень малых пропусках пара, причем в этом случае отношение $(p_2^{\text{ст}}/p_0^{\text{ст}})$ возрастет по мере уменьшения пропуска пара, что приведет к сокращению теплоперепада рассматриваемой ступени. Чем ближе давления $p_0^{\text{ст}}$, $p_2^{\text{ст}}$ к давлению отработавшего пара, которое мы предполагаем неизменным, тем сильнее сказывается изменение расхода пара на отношении $p_2^{\text{ст}}/p_0^{\text{ст}}$ и тем интен-

сивнее уменьшается теплоперепад ступени при сокращении пропуска пара; поэтому в нерегулируемых ступенях турбины при изменении количества протекающего пара в первую очередь изменяются теплоперепады последних ступеней. Теплоперепады первых нерегулируемых ступеней и промежуточных ступеней в довольно широких пределах изменения пропуска пара меняются незначительно. Лишь при большом отклонении пропуска пара от расчетного возникает существенное искажение теплоперепадов в промежуточных и, наконец, в первых нерегулируемых ступенях.

На диаграмме рис. 736 показаны кривые изменения теплоперепадов отдельных ступеней (от № 1 до № 6) при изменении относительных пропусков пара. Построение этих кривых производилось в предположении, что при полном пропуске пара теплоперепады всех ступеней равны между собой и что отношение давлений для каждой ступени составляет $p_2^{\text{ст}}/p_0^{\text{ст}} = 0,8$.

Противодавление группы ступеней принято довольно большим, $p_0/p_0 = 0,262$, а число ступеней составляет всего лишь 6. По мере уменьшения пропуска пара наиболее интенсивно падает теплоперепад шестой ступени, затем пятой и т.д. Теплоперепад первой ступени начинает резко уменьшаться при относительных расходах пара, меньших 0,5.

Для группы ступеней турбины, работающей с переменной частотой вращения n var, при докритическом режиме во всех решетках рассматриваемой группы можно вывести приближенную формулу учитывающую влияние изменения частоты вращения на расход пара.

Для этого воспользуемся формулой (742.а), упростив ее как было сделано ранее в § 71, т.е.

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{p_0^2 - p_2^2}{p_0^2}} \sqrt{\frac{\Delta p}{1 - p_0}} \sqrt{\frac{p_0 v_0}{p_0 v_0}} \quad (784)$$

для изменения реактивности Δp используем зависимость (726)

$$\Delta p = (0,5 - p_0) \frac{\Delta(u/c_\phi)}{(u/c_\phi)_0}$$

Поскольку, как было показано выше, в большей части ступеней группы располагаемые теплоперепады почти не

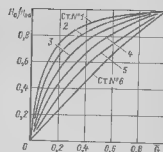


Рис. 736 Изменение теплоперепадов отдельных ступеней в группе из шести ступеней при переменном расходе пара

меняются, то изменение отношения скоростей u/c_θ определяется только изменением частоты вращения n , следовательно

$$\frac{\Delta(u/c_\theta)}{(u/c_\theta)} = \frac{\Delta n}{n_0}$$

Принимая, что в рассматриваемой группе ступеней расчетная реактивность на среднем диаметре от ступени к ступени мало меняется и в среднем равна ρ_0 , запишем

$$1 - \frac{\Delta \rho}{\rho_0} [0,5 \cdot (\rho_0)_{\text{кр}}] \frac{\Delta n}{n_0} \quad (785)$$

Тогда аналогично выводу формулы (776) проведем суммирование и получим следующее выражение

$$G = G_0 \sqrt{\frac{\rho_0^2 - \rho^2}{\rho_0^2 - \rho_0^2}} \sqrt{\frac{\rho_0 \tau_{00}}{\rho_0 \tau_0}} \sqrt{1 - [0,5 \cdot (\rho_0)_{\text{кр}}] \frac{\Delta n}{n_0}} \quad (786)$$

В заключение отметим, что все формулы этого параграфа, рассматривающие взаимозависимость расходы и параметров пара, а также влияние частоты вращения на расход пара были выведены в предположении, что в рассматриваемой группе ступеней проходные площади не менялись. Таким образом, эти формулы не применимы для случаев когда произойдет такое изменение. Так, например, нельзя использовать эти формулы для расчета группы ступеней в которых имеется отбор пара включенный при одном и отключенный при другом режиме, нельзя объединять регулируемую ступень и другие ступени группы (кроме режима только одного открытого клапана) так как в регулирующей ступени меняется степень парциальности и, следовательно, проходная площадь. Если по каким-либо причинам при переходе от одного режима к другому во всех ступенях одинаково изменилась площадь решеток, то это можно учесть, вводя в (776) (777), (786), и другие формулы соответствующий коэффициент k_r , показывающий во сколько раз при новом режиме изменилась проходная площадь. Тогда, например формулы (777) примет вид

$$G = k_r \sqrt{\frac{\rho_0^2 - \rho^2}{\rho_0^2 - \rho_0^2}} \sqrt{\frac{\rho_0 \tau_{00}}{\rho_0 \tau_0}} \quad (787)$$

Этой формулой можно например воспользоваться для расчета группы ступеней, в которой условно можно считать одинаковым уменьшение проходной площади при отложении на лопатках

Вопросы к седьмой главе

- 1 Чем различаются расчетный (номинальный) переменный и переходный режимы работы турбины?
- 2 Почему принципиально различаются расходные характеристики решеток с суживающимися и расширяющимися каналами? Что такое предельное отношение давлений для расширяющейся решетки? От чего оно зависит?
- 3 Какие существуют практические способы определения критического и относительного расхода пара для турбинной решетки? Какие параметры пара необходимо знать для этого определения применительно к сопловой и рабочей решеткам?
- 4 Как зависит критический расход пара через решетку от начального (горючего) давления?
- 5 Какие основные критерии используются для анализа переменного режима ступени? Влиянием каких из них и в каких случаях обычно пренебрегают? Какой переменной (критерием) удобно пользоваться для расчета переменного режима работы ступени при заданном изменении параметров пара (удельного объема) за рабочей решеткой?
- 6 В чем различие чисел M и M' ?
- 7 Как и почему меняется реактивность ступени при изменении отношения скоростей u/c_θ неизменных чисел Re и отношении давлений π ? Что такое отрицательная степень реактивности? Почему в ступени с $\pi \approx 0,5$ при изменении режима работы ступени реактивность меняется незначительно?
- 8 В каких случаях несмотря на уменьшение отношения скоростей u/c_θ изменение режима работы ступени приводит к росту степени реактивности? Как влияет на реактивность ступени изменение степени влажности?
- 9 В каких случаях при изменении режима работы ступени в КПД может возрасти по сравнению с номинальным (расчетным) режимом?
- 10 Каковы основные причины изменения КПД ступени при $u/c_\theta = \text{var}$ если $\varepsilon_{\text{кр}} = \text{const}$ и $Re = \text{const}$? Как следует проектировать ступень чтобы заданном диапазоне режимов ее КПД по возможности менялся меньше?
- 11 Как при одном и том же расходе пара неизменной частоте вращения и понижении давления за ступенью меняется ее располагаемый перепад реактивности КПД? Когда при таком изменении не будет меняться давление пара перед ступенью?
- 12 При каких отношениях скоростей u/c_θ по сравнению с оптимальными $(u/c_\theta)_{\text{оп}}$ КПД ступени будет равен нулю?
- 13 Что такое приведенный расход пара через ступень и приведенная скорость вращения ротора? Что представляет собой универсальный характеристики ступени?
- 14 Каковы основные принципы оптимизации ступени для работы заданном диапазоне режима ее работы?
- 15 В чем особенности переменного режима работы последней ступени индексационной турбины? От чего зависит изменение ее КПД при const и $n = \text{const}$? Почему для этой ступени зачастую можно ограничиться одной переменной — объемным пропуском пара G_v ?
- 16 Что такое предельная мощность ступени? Чем она определяется?
- 17 Почему особенно неточен расчет ступеней большой скорости по процентному уравнению радиального равновесия при режимах малого π по сравнению с расчетным) объемного пропуска пара G_v ?

18 Чем вызывается пространственный (корневой) отрыв в последней ступени конденсационной турбины? Что такое режим холостого хода этой ступени? Чем он определяется?

19 Какие есть пути проектирования последней ступени конденсационной турбины, устойчиво работающей в широком диапазоне изменения его величины?

20 Как сказывается на надежности последних соплат конденсационной турбины работе ступени при малых объемных пропусках пара?

21 В чем особенности оптимизации последней ступени конденсационной турбины?

22 Чем отличается сетка расходов для отдаленной решетки от сетки (конуса) расходов для группы ступеней? Что такое критическое отношение давлений для группы ступеней? От чего оно зависит?

23 Как определяется взаимозависимость расхода пара начальных параметров и конечного давления для группы ступеней? Каковы особенности этой зависимости для случаев критического и докритического расходов?

24 Как меняются тепловыделения нерегулируемых ступеней конденсационной турбины при изменении расхода пара? При понижении конечного давления? То же для турбины с противодавлением.

25 Как меняется КПД и мощность нерегулируемых ступеней конденсационной турбины при $G = \text{var}$ и $p = \text{const}$?

26 Какое основное ограничение при пользовании формулой Стодола Флюгеля?

Глава восьмая

РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ РАСХОДА И ПАРАМЕТРОВ ПАРА

8.1 СПОСОБЫ ИЗМЕНЕНИЯ РАСХОДА СВЕЖЕГО ПАРА

Изменение расхода свежего пара, проходящего через турбину, может обеспечиваться принципиально разными путями при неизменных параметрах пара p_{00} и t_{00} (h_{00}) перед сопловыми клапанами турбины и соответствующим открытием (прикрытием) регулирующих клапанов.

Изменением давления пара p_{00} перед стопорными клапанами турбины при неизменном открытии регулирующих клапанов (регулирование осуществляется с помощью котла на ТЭС и ТЭЦ, парогенератора на двухконтурных АЭС и реактора на одноконтурных АЭС).

Изменением температуры и давления свежего пара (регулирование зависит от режима работы газотурбинной установки или паротурбинных ПГУ).

В первом случае при постоянстве начальных параметров пара, изменение расхода свежего пара осуществляется с

системой парораспределения, которое может быть выполнено по одному из следующих способов

1 Если все количество свежего пара, подводимого к турбине, регулируется одним или несколькими одновременно (параллельно) открывающимися клапанами, после которых пар направляется к общей сопловой группе, то такая система называется дроссельным парораспределением.

2 Если пар протекает через несколько регулирующих клапанов, каждый из которых подводит пар к самостоятельному сопловому сегменту, причем открытие клапанов производится последовательно то парораспределение называется сопловым.

3 Если после полного подвода пара к первой ступени для дальнейшего увеличения пропуск пара подводится к одной из промежуточных ступеней, то система называется системой изобводного парораспределения, чаще всего она сочетается с дроссельным парораспределением.

4 В ряде турбин, главным образом рассчитанных на высокую начальную температуру, а также в судовых турбинах в сочетании с сопловым парораспределением применяется внутренний обвод, при котором пар из камеры регулирующей ступени через обводной клапан подается в обход нескольких первых нерегулируемых ступеней. Одновременно с открытием внутреннего обводного клапана открывается также дополнительная сопловая группа, через которую подводится пар к регулируемой ступени.

8.2 ДРОССЕЛЬНОЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ

При дроссельном парораспределении паровой турбины весь расход пара, подводимый к турбине при частичных нагрузках, подается дросселированием.

Как известно, при этом состоянии пара меняется по закону

$$h_{00} = h_{00} + 0,5c_{00}^2 - h_0 + 0,5c_0^2$$

Индексами 00 обозначены параметры пара, подводимого к турбине, индексами 0 параметры пара за дроссельным клапаном перед сопловой решеткой первой ступени. Относительное значение кинетической энергии настолько невелико ($0,5c_0^2 \ll h_0$), что им можно пренебречь и считать, что при дроссельном парораспределении энтальпия пара перед сопловой решеткой первой ступени сохраняется постоянной и равной энтальпии свежего пара.

Если предположить, что при расчетном режиме, когда дроссельный клапан полностью открыт, процесс расширения пара в турбине изображается линией ab в h , x -диаграмме рис. 8.1, то в случае уменьшения пропуск пара через турбину

Во многих случаях можно предположить, что даже при существенном уменьшении расхода свежего пара только последние или несколько последних ступеней будут работать с оптимально измененным теплоперепадом и соответственно измененным КПД. Во всех остальных, предшествующих этим последним ступеням можно принять, что и располагаемые теплоперепады, и отношения скоростей (при $n = \text{const}$) и КПД будут неизменными. При таком предположении расчет существенно упрощается и требуется детальный расчет только одной-двух последних ступеней.

В конденсационных турбинах расчет последней ступени имеет свои особенности, рассмотренные в § 7.4 (см также § 8.10). Для предпоследней ступени так же как и для последней ступени турбины с противодавлением, изменение КПД можно определить по упрощенной формуле (7.49).

На рис. 8.3 показано как меняются располагаемые теплоперепады H_0 и КПД трех последних ступеней при $p_{00} = 12.8$ МПа ($t_{00} = 540^\circ\text{C}$, $p_2 = 3.0$ МПа десятиступенчатой турбины с противодавлением). Из графика видно, что при $G = G/G_0 \geq 0.8$ изменение КПД можно не учитывать даже для последней ступени. Для ступени № 8 изменение расхода пара до $G > 0.5$ мало влияет на КПД. На рис. 8.4 для турбины с дроссельным парораспределением показано изменение КПД всей турбины, относительного внутреннего η_{0i}^* , эффективного $\eta_{0e} = \eta_{0i}^* \eta_m$, когда учитываются и механические потери ΔN_m , $N_g(1 - \eta_m)$, которые по абсолютной величине мощности ΔN_m неизменны при всех нагрузках, а также относительного электрического $\eta_{0e}^* = \eta_{0e} \eta_{\text{ген}}$.

Для определения электрического КПД турбоагрегата η_{0e}^* надо знать изменение КПД электрического генератора $\eta_{\text{ген}}$ в зависимости от мощности. Даже при холостом ходе в электрогенераторе имеются потери от возбуждения, которые приближенно равны половине потерь при номинальном режиме $\Delta N_{\text{ген}} = 0.5 (1 - \eta_{\text{ген}}) N_{0e}$.

Таким образом, с уменьшением нагрузки турбины с дроссельным парораспределением снижение КПД турбоагрегата определяется в основном потерями на дросселирование свежего пара. Немалое влияние оказывает снижение КПД прочной части η_{0i}^* в первую очередь из-за уменьшения теплоперепада последних ступеней, соответственно увеличения отношения скоростей этих ступеней u/c_{ϕ} и, следовательно, снижения их КПД. Иногда, предполагая, что турбина должна работать с уменьшенным расходом пара, ее последнюю ступень при режиме полностью открытых регулирующих клапанов проек-

тируют на $\frac{u}{c_{\phi}} < \left(\frac{u}{c_{\phi}} \right)_{\text{опт}}$. Тогда снижение КПД при частичной нагрузке будет меньшим

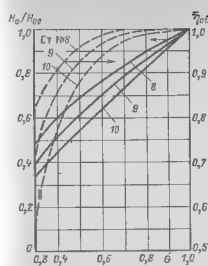


Рис. 8.3 Изменение располагаемого теплоперепада H_0/H_{00} и $\eta_{0i} = \eta_{0i}/(\eta_{0i})_0$ трех последних ступеней десятиступенчатой турбины с противодавлением в зависимости от расхода пара $G = G/G_0$

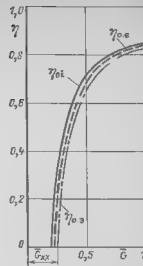


Рис. 8.4 Изменение экономичности турбины с противодавлением и дроссельным парораспределением в зависимости от расхода пара

При анализе зависимостей $\eta = f(G)$ на рис. 8.4 следует обратить особое внимание на режим холостого хода, т.е. режим, когда при номинальных параметрах пара и номинальной частоте вращения (для энергетических турбин с $n = \text{const}$) внутренняя мощность турбины $(N_g)_x$ при соответствующем расходе пара G_{xx} будет компенсировать механические потери и потери в электрическом генераторе. Расход холостого хода в зависимости от параметров, номинальной мощности частоты вращения и конструкции турбоагрегата может составлять $G_{xx} = (0.05 - 0.25) G_0$.

В конденсационных турбинах ТЭС несколько последних ступеней работают влажным паром. С уменьшением расхода пара (и соответствующим снижением экономичности турбины) дросселированием свежего пара число ступеней, процесс расширения в которых проходит ниже линии насыщения, сокращается, влажность в последних ступенях повышается. Это все следует учитывать при оценке изменения КПД ступеней низкого давления. В частности представленная выше формула (7.49) относится только к перегретому пару. Турбины насыщенного пара, используемые в атомной энергетике, имеют большую часть ступеней, работающих влажным паром. Это также должно учитываться при расчете переменного режима

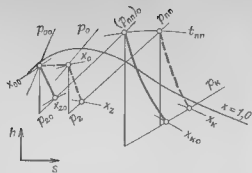


Рис 85 Процесс расширения пара в турбине насыщенного пара с дросселированием и парораспределением при номинальном (G_0) и частичном (G) расходе свежего пара

На рис 85 показан процесс расширения пара в $h-s$ диаграмме для двух расходов пара номинального G_0 и частичного $G = 0.6G_0$. Процесс построен для турбины с $p_{00} = 6.0$ МПа и сепарацией, сочетаемой с промпрегревом при разделительном давлении (при G_0), равном 12 МПа.

Обратим внимание на следующие особенности работы турбины насыщенного пара, обычно выполняемых с дросселированием и парораспределением, при частичной нагрузке.

Когда начальное давление насыщенного пара превышает 3.0 МПа, что типично для турбин АЭС, то при начальной влажности (перед сопловой решеткой первой ступени), равной 0.005, при дросселировании происходит подсушка пара, а, наоборот, влажность может возрасти до 0.015. В то же время средняя влажность в ЦВД турбины, в том числе за последней ступенью ЦВД по сравнению с номинальным режимом G_0 уменьшается. Соответственно повышается и КПД проточной части ЦВД.

После промежуточного перегрева, температура которого (как и в турбинах ТЭС) при изменении режима меняется мало, влажность в последних ступенях понижается и КПД проточной части растет. Понижение конечной влажности объясняется тем, что с уменьшением расхода пара давление после промежуточного перегрева уменьшается (примерно пропорционально расходу пара). Если не учитывать изменения КПД последних ступеней $\eta_{пл}^n$, то в турбинах насыщенного пара проточная часть при частичной нагрузке работает с более высоким КПД, чем при номинальном режиме. Однако это все же не компенсирует потерь от дросселирования свежего пара. Следует

также учитывать, что, поскольку турбины АЭС рассчитаны на работу с относительно невысоким начальным давлением ($p_{00} = 4.3 - 7.3$ МПа) и следовательно, существенно меньшим располагаемым теплонепрепадом, чем турбины ТЭС, особенно турбины сверхкритических начальных параметров, то потери от дросселирования при том же $G < 1$ будут заметно большими.

Другой особенностью работы турбины насыщенного пара при переменной нагрузке является то, что снижение расхода пара означает соответственно снижение давления пара по ступеням турбины, а для влажного пара каждому давлению отвечает определенная температура насыщения. Следовательно, если при дросселировании парораспределении турбин ТЭС с уменьшением расхода пара температура его по ступеням почти не меняется, то в турбинах АЭС она заметно понижается. Вопросы работы турбин АЭС и их расчета при переменных режимах подробно рассмотрены в [48].

Выше отмечалось, что потери дросселирования характеризующиеся коэффициентом $\gamma_{др}$, зависят от располагаемого теплонепрепада и они тем больше (и тем меньше $\gamma_{др}$), чем он меньше. Это утверждение можно проанализировать аналитически.

Для того чтобы в общем виде проследить влияние параметров пара на коэффициент дросселирования, представим этот коэффициент как

$$\gamma_{др} = \frac{H_{00}^{вр}}{H_{00}} = 1 - \frac{H_{00}}{H_{00}^{вр}} = 1 - \zeta_{др}, \quad (1)$$

где $\zeta_{др}$ — потери, вызванные дросселированием, или относительное уменьшение располагаемого теплонепрепада. Выразим эту величину через начальные параметры пара и отношение давлений $\varepsilon_z = p_z / p_0$. Тогда

$$H_{00} \approx \frac{x}{1} p_{00} v_{00} (1 - \varepsilon_{z0}^{\frac{x}{1}}),$$

$$H_{00}^{вр} \approx \frac{x}{1} p_0 v_0 (1 - \varepsilon_z^{\frac{x}{1}}) \approx \frac{x}{1} p_{00} v_{00} (1 - \varepsilon_z^{\frac{x}{1}})$$

и, наконец

$$\zeta_{др} = \frac{\varepsilon_z^{\frac{x}{1}} - \varepsilon_{z0}^{\frac{x}{1}}}{1 - \varepsilon_{z0}^{\frac{x}{1}}} = \frac{(p_{00}/p_0)^{\frac{x}{1}} - 1}{(p_{00}/p_z)^{\frac{x}{1}} - 1} \quad (8.3)$$

Для конденсационной турбины, а также в том случае, когда какая-либо ступень турбины работает при всех режимах с критическими скоростями, можно принять $p_{00}/p_0 =$

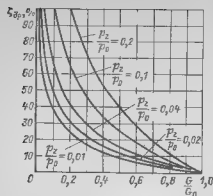


Рис 8.6 Потери от дросселирования в турбине с дроссельным парораспределением

ношении давлений ε_0 дроссельное парораспределение для турбин с противодавлением применять нецелесообразно (за исключением вспомогательных турбин небольшой мощности)

8.3. СОПЛОВОЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ

При сопловом парораспределении выпуск пара в турбину управляется несколькими регулирующими клапанами. От каждого клапана пар направляется к самостоятельному сопловому сегменту. Схема подвода пара в регулирующей ступени при сопловом парораспределении показана на рис 8.7. Конструктивное выполнение соплового парораспределения показано на рис 14. 4.29 4.33 10.7, 10.21 10.23, 10.35 10.38, 10.46 и др. Открытие клапанов производится поочередно.

Таким образом, при сопловом парораспределении потери от дросселирования пара при уменьшенном пропуске через турбину относятся не ко всему количеству пара, а только к той его части, которая протекает через частично открытый клапан. Поэтому экономичность турбины с сопловым парораспределением при изменении пропуски пара сохраняется более устойчиво, чем турбины с дроссельным парораспределением.

Существенное преимущество имеет сопловое парораспределение для турбин, работающих с большими отношениями ε_0 , как, например, для турбин с противодавлением, в которых потери от дросселирования оказываются большими.

Для системы регулирующей клапанами и первой регулирующей ступени следует развешивать два потока пара.

Первый поток пара, протекающий через полностью открытые клапаны, подводится к сопловым сегментам регули-

G_0/G и, подставляя это выражение в формулу (8.3) найти

$$\zeta_{\text{др}} = \frac{G_0}{G} \cdot \frac{1}{\varepsilon_0} \cdot \frac{1}{\varepsilon_0} \quad (8.4)$$

Величина $\zeta_{\text{др}} - f(G)$ зависит от расчетного отношения ε_0 . Чем меньше это отношение, тем меньше потери, вызванные дросселированием и поворотом.

На рис 8.6 построен график изменения $\zeta_{\text{др}}$ от пропуски пара при различных отношениях ε_0 . Ввиду больших этих потерь при значительном от-

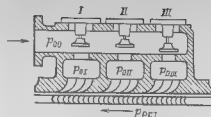


Рис 8.7 Схема подвода пара к регулирующей ступени при сопловом парораспределении

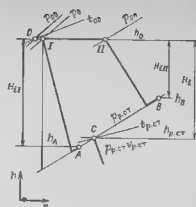


Рис 8.8 Процесс расширения пара в h, s диаграмме для потоков в регулирующей ступени

ной ступени без дросселирования и имеет начальное давление, равное давлению свежего пара P_{00} (если не считать некоторой потери давления до P_0 в подводящих органах турбины в стопорном клапане, в паровом фильтре, в полностью открытых регулирующих клапанах, в подводящих каналах).

Второй поток пара проходит через частично открытый клапан и подвергается дросселированию, так что давление его P_{01} перед соплами в общем случае ниже давления свежего пара.

Каждый из этих потоков пара выходит из сопловой решетки со своей скоростью и далее проходит рабочую решетку регулирующей ступени. В довольно большой камере регулирующей ступени происходит перемешивание обоих потоков пара, после чего пар направляется в последующие ступени турбины.

Процесс расширения пара для обоих потоков в пределах регулирующей ступени представлен в h, s -диаграмме рис 8.8. Начальное состояние пара перед сопловыми решетками после клапанов, открытых полностью, отмечено в диаграмме точкой I.

Процесс расширения и протекания через сегменты сопла, питаемые полностью открытыми клапанами потока пара G_A , который не подвергся дросселированию, представлен линией I-A, причем точка A отвечает состоянию первого потока пара при выходе его из рабочей решетки регулирующей ступени. Поток пара $G_{др}$, проходящий через частично открытый клапан, подвергается дросселированию, так что состояние его перед соплами представляется точкой II, которая лежит на уровне прежней энтальпии h_0 , но при пониженном давлении P_{01} .

Процесс расширения и протекания в регулирующей ступени того потока пара изображен в h , s -диаграмме рис 8 8 линией II B, причем точка B соответствует состоянию второго потока пара при выходе его из каналов рабочих лопаток регулирующей ступени. В результате смешения обоих потоков с энтальпией h_A и h_B энтальпия смеси составит $h_{p \text{ ст}}$. Эта энтальпия может быть найдена из уравнения смешения

$$h_{p \text{ ст}} = \frac{G_A h_A + G_B h_B}{G_A + G_B} = h_0 \left(\frac{G_A}{G} H_H + \frac{G_B}{G} H_{II} \right), \quad (8 5)$$

в котором G_A - расход пара через полностью открытые клапаны, G_B - поток пара, подвергавшийся дросселированию в частично открытом клапане, а $G = G_A + G_B$.

Таким образом, в турбине с сопловым парораспределением вопрос о распределении давлений пара при изменении его пропуска через турбину и о распределении теплоперепадов должен рассматриваться отдельно для указанных выше двух потоков пара в пределах регулирующей ступени и отдельно от всех остальных нерегулируемых ступеней.

Распределение давлений и теплоперепадов в нерегулируемых ступенях турбины находится на основании формул (7 74), (7 74а) и (7 77). Если известны расчетный пропуск пара через турбину и соответствующие ему давления в промежуточных нерегулируемых ступенях, то при неизменном давлении пара давление в промежуточной ступени и, в частности, в камере регулирующей ступени найдется по этим уравнениям.

Допущение о постоянстве произведения $p\tau$ (τ - t - 1) в ступенях, которое было достаточно справедливым при изменении пропуска пара в турбине с дросселимым парораспределением, в турбине с сопловым парораспределением является менее точным, так как в этом случае при уменьшении пропуска пара энтальпия пара в первых промежуточных ступенях понижается. Учесть понижение энтальпии в ступенях и связанное с ним изменение произведения $p\tau$ при расчете переменного режима работы турбины можно, производя расчет последовательным приближением. В первом приближении мы ходитесь в ступенях принимать $\tau_0 = 1$ и пользоваться формулами: (7 74) и (7 76), не вводя поправку на изменение $p\tau$.

После того как будут найдены давления в камере регулирующей ступени при изменении пропуска пара через турбину можно определить распределение потоков пара между отдельными сопловыми сегментами (клапанами) и давления пара за регулирующими клапанами.

Пусть произвольному пропуску пара G через турбину соответствует давление $p_{p \text{ ст}}$ в камере регулирующей ступени, в то время как при расчетном пропуске пара это давление

составляло $(p_{p \text{ ст}})_0$. Если отношение давления $(p_{p \text{ ст}})_0/p_{p0}$ при расчетном режиме турбины было ниже критического, то понижение давления в камере регулирующей ступени, вызванное уменьшением пропуска пара через турбину, не приведет к изменению количества пара, протекающего через полностью открытые клапаны.

Здесь и ниже все рассуждения для простоты проводяся в предположении, что реактивность регулирующей ступени равна нулю. В большинстве случаев ввиду малой степени реактивности это вполне допустимо. При необходимости учет степени реактивности может быть произведен после предварительных расчетов переменного режима работы регулирующей ступени (см § 7 1).

Если же при расчетном режиме отношение давлений $(p_{p \text{ ст}})_0/p_{p0}$ было выше критического то понижение давления в камере регулирующей ступени будет вызывать увеличение пропуска пара через сопловые сегменты, открытые полностью. По расходу пара через все сопловые сегменты при расчетном режиме G_0 и соотношению проходных площадей этих сегментов $F_1 F_{II} F_{III} \dots F_z$ (z - число сопловых каналов в сегменте) определяют расчетные пропуски пара через каждый клапан

$$G_{10} = \frac{1}{\sum} G_0, \quad G_{II0} = \frac{z_2}{\sum} G_0, \quad G_{III0} = \frac{z_3}{\sum} G_0, \quad (8 6)$$

Затем по расчетному отношению давления $(p_{p \text{ ст}})_0/p_{p0}$ находим, пользуясь верхней кривой диаграммы рис 7 2 критические пропуски пара G_{10} , G_{II0} , G_{III0} через каждую группу сопел при давлении пара перед соплами, равном p_{p0} . Тогда при произвольном пропуске пара через турбину нетрудно найти по формуле (7 6) или по газодинамическим функциям, или по рис 7 2 количество пара, протекающего через полностью открытые клапаны.

Расход пара через частично открытый клапан найдется как разность полного пропуска пара через турбину и суммы расходов пара через полностью открытые клапаны.

$$G_n = G - (G_1 + G_{II} + \dots + G_n), \quad (8 7)$$

Произведя этот расчет при различных расходах пара через турбину, можно построить диаграмму распределения пропусков пара между отдельными группами сопел. Такая диаграмма показана для конденсационной турбины на рис 8 9 а. На ней как по оси абсцисс, так и по оси ординат нанесено относительное количество пара, протекающего через турбину.

Расход пара, отложенный по оси ординат, составлен как сумма расходов пара через отдельные регулирующие клапаны. Таких клапанов в данном примере четыре, четвертый клапан

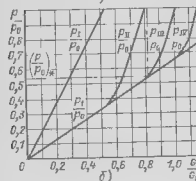
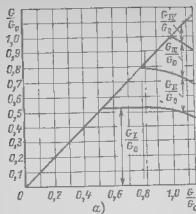


Рис 89. Распределение потока пара между сопловыми сегментами (а) и давлениями (б) за регулирующими клапанами в турбине с сопловым парораспределением

пропуска пара через сопловый сегмент после частично открытого клапана. Если сопловая решетка регулирующей ступени суживающаяся то определение давления пара перед ней проще всего можно произвести, пользуясь сеткой расходов рис 72. Если решетка расширяющаяся то для данной степени расширения сопловой решетки должна быть предварительно построена сетка расходов, подобная той, которая представлена на рис 74. Найденный закон изменения давления за регулирующими клапанами в зависимости от расхода пара через турбину строится на диаграмме как это например, показано рис 89, б.

Эта диаграмма позволяет сделать вывод, что при изменении пропуска пара через турбину располагаемый теплосепер

перегрузочный. Диаграммы наглядно показывают, что по мере уменьшения нагрузки и соответствующего уменьшения количества протекающего через турбину пара расходы пара через полностью открытые клапаны постепенно возрастают до тех пор, пока давление в камере регулирующей ступени не понизится до критического отношения $p_{кр}/p_0 = E_{кр} = 0,546$. С этого режима дальнейшее понижение давления в камере регулирующей ступени не вызывает увеличения пропуска пара через сопловые сегменты, питаемые открытыми клапанами, и эти расходы сохраняются постоянными.

Зная расход пара $G_{кр}$ через сопловый сегмент, питаемый частично открытым клапаном, находя относительный пропуск пара $q = G_{кр}/G_{кр0}$ (по отношению к предельному критическому расходу пара $G_{кр0}$) через данную сопловую решетку. Теперь, пользуясь сеткой расходов, нетрудно найти давление пара перед соплами, которое необходимо для того, чтобы при данном давлении в камере регулирующей ступени обеспечить заданный относительный

регулирующий ступени изменяется в широких пределах. В самом деле, давление перед полностью открытыми сопловыми сегментами сохраняется постоянным, в то время как давление в камере регулирующей ступени с уменьшением расхода пара понижается. При этом располагаемый теплосеперпад для потока пара, протекающего через полностью открытые клапаны, возрастает по мере уменьшения пропуска пара.

Наибольший теплосеперпад регулирующей ступени возникает тогда, когда в работе остается лишь первый регулирующий клапан. При этом отношение давлений $p_{кр}/p_0$ для потока пара, протекающего через первый сопловый сегмент, достигает минимума, а располагаемый и используемый теплосеперпады для этого потока принимают максимальные значения.

Режим при полностью открытом первом регулирующем клапане имеет большое значение для оценки надежности потока регулирующей ступени. При этом режиме возникает наибольшие изгибающие напряжения в лопатках регулирующей ступени, которые можно подсчитать по (343) с учетом того, что $R - R_0 = GH_0 \eta_0 \alpha I_2$

$$\sigma_{изг} = \frac{GH_0 \eta_0 \alpha I_2}{2ue z_p W_{min}} \quad (88)$$

Поэтому для прочности лопаток регулирующей ступени, как правило, опасной является не максимальная нагрузка турбины а та нагрузка, при которой полностью открыт только первый клапан.

Напряжения в сопловых лопатках регулирующей ступени, которые пропорциональны перепаду давлений $p_{00} - p_1$ будут наибольшими также при режиме первого полностью открытого клапана, что видно из рис 89 б.

Определив распределение расходов пара между отдельными сопловыми группами и давления пара перед сопловыми сегментами и в камере регулирующей ступени, можно найти мощность развиваемую регулирующей ступенью, и мощность последующих ступеней при переменном пропуске пара через турбину.

Для этого необходимо в результате предварительного расчета найти для регулирующей ступени зависимость изменения использованных теплосеперпадов от располагаемого теплосеперпада ступени. Этот расчет может быть произведен на основании указаний § 72, где рассматривается работа ступени при переменном режиме.

Для турбины, работающей с постоянной частотой вращения, отношение u/c_0 и следовательно, относительный лопаточный КПД регулирующей ступени при постоянной энтальпии подведенного к соплам регулирующей ступени пара целиком

зависят от отношения давлений $p_{р ст}/p_{0н}$, с которым работает ступень.

Теплоперепад потока пара, протекающего через любую группу сопел регулирующей ступени, может быть выражен следующим образом:

$$H_0 = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_{0н} v_{0н} \left[1 - \left(p_{р ст}/p_{0н} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

Коэффициент произведение $p_{0н} v_{0н}$ почти не меняется, так как состояние пара перед соплами лежит на линии постоянной энтальпии, то теплоперепад для любого соплового сегмента зависит только от отношения давлений $p_{р ст}/p_{0н}$. Следовательно, и u/c_ϕ зависит только от этого отношения. Дополнительные потери в ступени, т.е. $\xi_{гр} + \xi_{пара}$, также можно принять зависящими только от $p_{р ст}/p_{0н}$.

Зависимость использованного теплоперепада ступени найденную в результате предварительного расчета, следует построить в функции от отношения $p_{р ст}/p_{0н}$, как это, например, показано на рис. 8.10.

Это построение приблизительно можно выполнить следующим путем. Для расчетного режима $(p_{р ст})_0$, $(p_{0н})_0/p_{00}$ при проектировании турбины известны H_{00} , $(u/c_\phi)_0$, $(\eta_{0н})_0$ и $(\eta_{0н})_0$. Подсчитав по формуле (7.51) оптимальное отношение скоростей $(u/c_\phi)_{опт}$ и, следовательно,

$$\lambda_{\phi 0} = \left(\frac{u}{c_\phi} \right)_0 / \left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{опт}, \text{ по за-}$$

висимости $\eta_{0н} = f(\lambda_{\phi 0})$ (7.49) находим $\eta_{0н}^{мисс} = (\eta_{0н})_0 / \eta_{0н}$. Далее при $\lambda_{\phi} = 2,1$, когда $\eta_{0н} \rightarrow 0$, с помощью h_s -диаграммы определяем λ_{ϕ} (рис. 8.10). Выбрав еще один режим $p_{р ст} < (p_{р ст})_0$, аналогично найдем H_0 , λ_{ϕ} , $\eta_{0н}$ и H'_0 . Тогда по трем точкам $(p_{р ст})_0$, $p_{р ст}$ и λ_{ϕ} можно построить график $H_0 - f(p_{р ст})$, показанный на рис. 8.10. Это построение приближенно, так как формула (7.49) предполагает неизменность степени паризации. Однако для большинства расчетов ошибка при этом не столь велика [34].

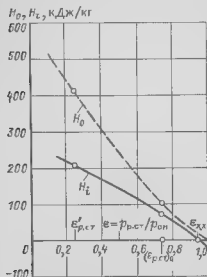


Рис. 8.10 Зависимость рассчитываемого и использованного теплоперепада регулирующей ступени от отношения давлений

Зная распределение давлений перед сопловыми сегментами и в камере регулирующей ступени при произвольном пропуске пара через турбину (см., например, диаграмму рис. 8.9) и распределение расходов пара между сопловыми группами, открытыми полностью, и сопловой группой, через которую протекает дросселированный поток пара нетрудно подчитать смещения потоков пара.

Допустим, что для произвольного суммарного расхода пара G через турбину известно разделение пропуска пара на поток G_A , протекающий через сопловые сегменты питаемые от полностью открытых клапанов, и на поток G_B через сопловую группу, питаемую от частично открытого клапана. Кроме того, известно отношение давлений $p_{р ст}/p_{00}$ (давление в камере регулирующей ступени к давлению свежего пара) для потока G_A и отношение $p_{р ст}/p_{0н}$ (давления в камере регулирующей ступени к давлению пара перед сопловым сегментом регулирующей ступени) для потока G_B .

Отношения давления $(p_{р ст})_0$ и $p_{р ст}$ позволяют найти использованные теплоперепады H_{01} и H_{02} для обоих потоков пара, протекающих через регулирующую ступень. В таком случае использованный в регулирующей ступени теплоперепад найдется по формуле (8.5)

$$H = h_0 h_{р ст} = \frac{G_A}{G} H_{01} + \frac{G_B}{G} H_{02}$$

Зная давление и энтальпию пара в камере ступени, находят в h_s -диаграмме точку C , отвечающую этому состоянию. Одновременно определяется и произведение $p_{р ст}/p_{р ст}$ в этой точке (рис. 8.8). Сопоставление его с первоначально принятым значением $(p_{р ст}/p_{р ст})_0$ в камере регулирующей ступени позволяет выяснить погрешность, допущенную при определении давления в камере регулирующей ступени по формулам (7.76), (7.74а), при $\lambda = 1$. Если потребуется большая точность, то следует произвести расчеты во втором приближении, приняв в этих формулах полученное выше произведение $p_{р ст}/p_{р ст}$.

В большинстве случаев можно отказаться от второго приближения, имея в виду, что другие предположения, на которых основываются расчеты, в частности определение КПД ступени при ее неравновесном режиме, не могут претендовать на точность, при которой учет влияния λ мог бы сыграть существенную роль. От состояния пара на входе в нерегулируемые ступени турбины $p_{р ст}$ и $h_{р ст}$ зависит и конечная точка процесса расширения пара в турбине и, следовательно, использованный теплоперепад и КПД всей турбины.

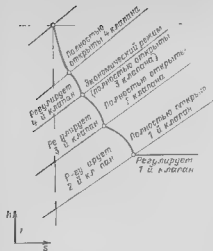


Рис. 8.11 Состояние пара в камере регулирующей ступени в h, s -диаграмме для различных расходов пара

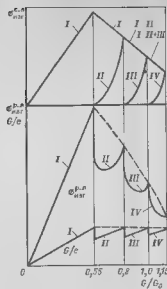


Рис. 8.12 Изменение изгибающих напряжений в лопатках регулирующей ступени в зависимости от расхода пара

Очевидно что использование для такого расчета ЭВМ и программ, базирующихся на аналитических выражениях для термодинамических свойств пара, позволяет учесть эти и другие уточнения. Следует, однако, подчеркнуть, что, несмотря на возможности ЭВМ, нельзя ожидать большой точности всего расчета получаемый после расчета КПД в лучшем случае может иметь точность до 0,1%, а тепловыпады и энтальпии до 0,1 кДж/кг. Точность расчета зависит не только от алгоритмов программ, а от точности определения КПД отдельных ступеней (в том числе, регулирующей) и отсеков потерь давления в трактах, точности изготвления и, наконец термодинамических таблиц водяного пара, где энтальпия дается с точностью до 0,1 кДж/кг

На рис. 8.11 показано положение точки, соответствующей параметрам на выходе из регулирующей ступени (последнее смещение потоков), в h, s -диаграмме при изменении расхода пара. Построение проведено для конденсационной турбины с четырьмя регулирующими клапанами

С помощью диаграмм рис. 8.11, из которого легко получить значения использованного теплоперепада регулирующей ступени, и рис. 8.9, а можно определить значения изгибающих напряжений в рабочих лопатках регулирующей ступени, под-

считываемых по (8.8) Как видно из рис. 8.11 наибольший использованный теплоперепад соответствует режиму первого открытого клапана. Отношение расхода пара к степени парциальности G/G_0 , как показано на рис. 8.12, будет наибольшим для режима полностью открытого клапана при критическом истечении через сопловой сегмент, т.е. в данном примере для режимов одного и двух полностью открытых клапанов

Изменение $\sigma_{изг}$ в зависимости от расхода пара также дано на рис. 8.12. На этом графике пунктиром показаны кривые, относящиеся к идеальному сопловому парораспределению, когда при всех режимах имеются только полностью открытые клапаны и отсутствуют потери дросселирования

Пример расчета переменного режима работы турбины с учетом особенностей парораспределения приведен в § 9.3, где при различных расходах пара рассчитана теплофикационная турбина, часть высокого давления которой имеет сопловое, а часть низкого давления дроссельное парораспределение

8.4. ОБОДНОЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ

Помимо рассмотренных типов парораспределения некоторое распространение получило обводное (байпасное) парораспределение, принципиальная схема которого показана на рис. 8.13

Во всех ступенях турбины, в том числе в первой ступени пар подводится по всей окружности, так что степень парциальности всюду равна единице. Пар, проходящий через клапан 1, поступает к первой ступени при уменьшенном расходе дросселируясь в этом клапане. После полного открытия клапана 1 начинает открываться обводной клапан 2, так что часть пара, обходя первую группу ступеней, направляется непосредственно к третьей ступени. Поскольку проходные сечения третьей ступени больше чем первой ступени, открытие второго клапана позволяет пропустить через последующие ступени начиная с третьей, увеличенное количество пара и, таким образом, повысить мощность турбины

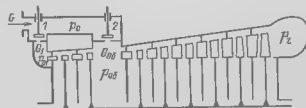


Рис. 8.13 Схема турбины с обводным парораспределением

Обводное парораспределение такого типа обычно сочетается с дроссельным способом изменения расхода пара. Как правило оно используется для перегрузки турбины.

Рассмотрим распределение потоков пара при изменении его суммарного пропуска через турбину выполненную по схеме рис 8 13

Зависимость давлений в промежуточных ступенях турбины от расхода пара определяется только давлением за турбиной и сопротивлением группы ступеней, расположенных за камерой рассматриваемой ступени. Поэтому давление p_{06} в перегрузочной камере определяется уравнениями (7 74а) и (7 77)

Если при относительном пуске пара G/G_0 через турбину (рис 8 14) давление пара первой ступени достигло давления свежего пара, то, как было сказано выше, дальнейшее увеличение пропуска пара через турбину обеспечивается открытием второго клапана. При этом давление p_{06} в камере обвода будет продолжат увеличиваться, что вызовет сокращение пропуска пара через первый регулирующий клапан. Зная суммарный расход пара через турбину и давление пара p_{06} , нетрудно подсчитать долю расхода пара протекающего через первую группу ступеней применяя к этой группе уравнение (7 76)

$$\frac{G_1}{G_0} = \sqrt{\frac{p_0^2 - p_{06}^2}{p_0^2 - (p_{06})_0^2}} \quad (8 9)$$

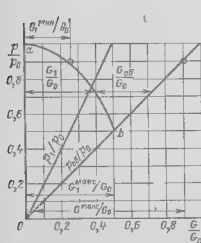


Рис 8 14. Распределение расходов пара при обводном парораспределении конденсационной турбины

Очевидно, что при этом давление p_0 будет сохраняться постоянным, равным давлению свежего пара, а в качестве конечного давления в формулу (7 76) следует подставлять возрастающее с увеличением пропуска пара давление p_{06} .

Таким образом по мере открытия второго клапана количество протекающего через него пара растет и одновременно уменьшается расход пара через первый клапан, и следовательно через первую группу ступеней. Если в диаграмме рис 8 14 при различных суммарных пропусках пара подсчитать расход пара через первую группу ступеней,

то дуга эллипса ab разделит суммарный пропуск пара на два потока

Расход пара G_1/G_0 протекает через первую группу ступеней, расход G_{06}/G_0 через клапан 2 (см рис 8 13) направляются в камеру обвода

При расчете обводного регулирования приходится обращать внимание на то, чтобы расход пара через первую группу ступеней даже при максимальном расходе свежего пара $G_0^{\max}$ не был слишком мал. Дело в том, что по мере открытия второго клапана использованный теплоперепад в ступенях первой группы сокращается в результате роста давления p_{06} , а потери на трение и вентиляцию первой группы ступеней, вращающихся в паре большой плотности возрастают

При недостаточном интенсивном отведении теплоты выделяемой в результате этих потерь температура пара в котором вращаются первые ступени может подняться выше температуры свежего пара и вызвать опасное снижение прочности металла первых ступеней. Поэтому необходимо, чтобы при расходе $G_0^{\max}$ через первую группу ступеней протекало как минимум достаточное количество пара, обеспечивающего отведение теплоты, выделяемой при вращении этих ступеней вхолостую. Зная распределение потоков пара, можно определить внутреннюю мощность, развиваемую паром в турбине

Расчет первой группы ступеней при переменном режиме позволяет найти зависимость располагаемого и использованного теплоперепада от отношения давления p_{06} за группой обводных ступеней к начальному давлению пара p_0

Зная долю расхода через первую группу ступеней при произвольном суммарном пропуске пара через турбину и теплоперепад от состояния свежего пара до давления p_{06} , на основании произведенного предварительного расчета находим использованный в первой группе теплоперепад и состояние пара при выходе из первой группы ступеней

В камере обвода происходит смешение потока пара G_1 с энтальпией h_1 , вышедшего из первой группы ступеней и потока G_{06} дроселированного пара, прошедшего второй клапан и имеющего энтальпию h_0

Состояние пара после смешения этих потоков определяется по формуле (8 5). Дальнейшее расширение пара в последующих ступенях происходит так же, как это было изложено при анализе переменного режима турбины с дроссельным парораспределением. Чем отдаленнее от первой ступени производится впуск обводного пара, тем больше снижение экономичности в результате дроселирования пара, однако тем большая может быть достигнута лобовая (перегрузочная) мощность

Следует учитывать, что с увеличением общего расхода свежего пара в последней ступени турбины существенно

увеличиваются изгибающие напряжения, пропорциональные не только массовому расходу пара G_x , но и возрастающему при этом теплоперепаду этой ступени. Кроме того, по сравнению с номинальным режимом (полностью открытого основного и закрытого обводного клапана) КПД турбины может ощутимо понизиться. Это объясняется следующими причинами: уменьшением теплоперепада и соответственно увеличением u/c_ϕ в последних ступенях обводной группы, дроселированием пара в частично открытом обводном канале, увеличением теплоперепада последней ступени турбины и для конденсационных турбин значительным ростом выходной потери.

В турбинах, рассчитанных на высокую начальную температуру, обводное парораспределение такого вида, как показано на рис 813, не может быть применено, так как при подводе свежего пара в промежуточную ступень турбины группа первых ступеней, а также корпус турбины подвергаются воздействию высокой температуры свежего пара.

Вместе с тем если турбина имеет одновентуемую регулируемую ступень, которая при экономическом режиме перерабатывает сравнительно малый теплоперепад, и давление в камере регулирующей ступени лишь незначительно меньше начального P_0 , то достигнуть существенной перегрузки открытием дополнительной сопловой группы не удастся, так как рост расхода пара вызывает дальнейшее повышение давления в камере регулирующей ступени и тем самым сокращение пропуска пара через ранее открытые сопловые сегменты. Поэтому, открывая дополнительно большую сопловую группу, удастся лишь незначительно увеличить пропуск пара, а следовательно, и мощность турбины.

Кроме того повышение давления в камере регулирующей ступени сопряжено с ухудшением ее КПД и ростом тем-

пературы пара в камере регулирующей ступени, которая может оказаться недопустимой.

Для того чтобы ограничить температуру и давление в камере регулирующей ступени и обеспечить возможность значительной перегрузки турбины, можно выполнить парораспределение с внутренним обводом.

Такой вид обвода применяют иногда для обеспечения номинальной нагрузки турбины при снижении начального давления (см., например продольный разрез турбины на рис 10 35). При этом после достижения экономической нагрузки и наиболее высоких допустимых параметров пара в камере регулирующей ступени для дальнейшего увеличения пропуска пара одновременно открывают дополнительный сопловый сегмент в регулирующей ступени, который питается дополнительным клапаном, и обводной клапан, перепускающий пар из камеры регулирующей ступени к одной из промежуточных ступеней. Схема такого парораспределения с внутренним обводом показана на рис. 815.

Перемещения обводного клапана и регулирующего клапана подвода пара к дополнительной сопловой группе выбираются так, чтобы давление в камере регулирующей ступени сохранялось приблизительно постоянным, а температура не превышала допустимого предела.

Изменения давлений за клапанами и в ступенях турбины показаны на рис 816.

На том же рисунке даны графики расхода пара, протекающего через отдельные клапаны. При пропусках пара от 0 до $0,8G_0$ применено сопловое парораспределение с тремя сопловыми группами, которые открываются последовательно. Линия $P_{р ст}/P_0$ показывает изменение давления в камере регулирующей ступени, линия $P_{об}/P_0$ — соответственное изменение давления в камере, куда осуществляется внутренний обвод.

При пропусках пара в пределах от $0,8G_0$ до полного одновременно открывается четвертая сопловая группа (клапан

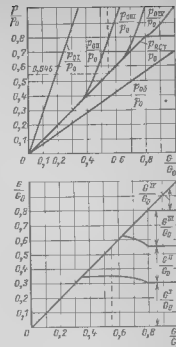


Рис 816 Изменение расходов и давлений пара в турбине с сопловым и внутренним обводным парораспределением

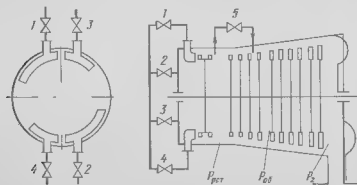


Рис 815 Схема парораспределения с внутренним обводом

1 4 регулирующие клапаны 5 обводной клапан ($P_{об}$ относится к камере за ст № 4)

4) и клапан 5 внутреннего обвода. В этом интервале нагрузки давление в камере регулирующей ступени поддерживается на неизменном уровне, из-за чего постоянными сохраняются расход пара через полностью открытые первые три клапана.

Изменение давления за четвертым клапаном показано линией p_{04}/p_0 в то время как на диаграмме изображен расход пара через четвертый сопловой клапан, который одновременно будет меньше расхода через пятый клапан внутреннего обвода.

8.5 ВЫБОР СИСТЕМЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Ранее было сказано, что при работе с недогрузкой экономичность турбины сохраняется при сопловом парораспределении более устойчиво, чем при дроссельном. Такое определение не является исчерпывающим.

На экономичность турбины влияет не только система парораспределения, но и расчетный теплоперепад, приходящийся на регулируемую ступень при сопловом парораспределении.

В самом деле, предположим, что ряд турбин имеет идеальное сопловое парораспределение с бесконечно большим числом сопловых каналов, открывающихся и закрывающихся последовательно. Эти турбины построены на одинаковые параметры пара и одну и ту же мощность и различаются лишь тем, что доля располагаемого теплоперепада, приходящегося на регулируемую ступень при полной нагрузке турбины, взята различной для разных турбин и изменяется в пределах от единицы до нуля.

В первом случае турбина представляет собой одну регулирующую ступень. Экономичность такой одноступенчатой турбины при номинальном режиме будет, конечно, ниже, чем многоступенчатой, что подробно проанализировано в § 5.1. В то же время такая турбина при идеальном сопловом парораспределении с уменьшением нагрузки сохранит почти неизменным КПД и он будет несколько снижаться из-за уменьшения степени парциальности и больших потерь $\xi_{тр}$ от трения диска. В другом крайнем случае нулевым теплоперепадом регулирующей ступени, когда сопловое парораспределение вырождается в дроссельное, КПД при номинальном режиме окажется наименьшим, но при уменьшении расхода пара будет существенно понижаться главным образом из-за значительных потерь дросселирования в регулирующем клапане. Отсюда напрашивается вывод: чем больше теплоперепад регулирующей ступени, тем ниже КПД турбины при номинальном режиме, но экономичность турбины меняется меньше при снижении нагрузки.

Рассмотрим это подробнее. Дело в том, что в отличие от последующих нерегулируемых ступеней, которые в турбинах большой и средней мощности имеют полный подвод пара, т. е. $\epsilon = 1$, регулирующая ступень в подавляющем большинстве турбин выполняется с парциальным подводом пара (предельные значения $\epsilon_{\max} = 0.8 - 0.96$). Частичному подводу пара присущи дополнительные потери энергии, которые тем больше, чем меньше степень парциальности и чем больше число сопловых сегментов (см. § 4.2). Кроме того, после регулирующей ступени всегда остается свободное пространство камеры, необходимая для смешения потоков, выходящих после сопловых сегментов с разной температурой t_p , и равномерного распределения параметров потока по окружности на входе в сопловую решетку первой нерегулируемой ступени. Таким образом, в регулирующей ступени полностью теряется энергия выходящей скорости.

В то же время поскольку увеличение располагаемого теплоперепада регулирующей ступени $H_{p,ст}^{до}$ снижает давление $(p_{p,ст})_0$ в ее камере, то очевидно, что при этом уменьшаются утечки пара через несреднее концевое уплотнение турбины G . Для турбин небольшой мощности, у которых эти утечки составляют несколько процентов от общего расхода пара, уменьшение G , может заметно повлиять на экономичность турбоагрегата.

При уменьшении нагрузки сокращается расход пара и понижается давление в камере регулирующей ступени. Одновременно с уменьшением этого давления будет возрастать располагаемый теплоперепад регулирующей ступени $H_{p,ст}^{до}$. Относительный рост теплоперепада тем больше, чем меньше расчетная величина $H_{p,ст}^{до}$. Увеличение перепада связано с отклонением от расчетного отношения u/c_ϕ , причем уменьшение u/c_ϕ и соответствующее этому ухудшение КПД регулирующей ступени будут тем сильнее, чем меньше первоначальный расчетный теплоперепад этой ступени. Таким образом, при снижении нагрузки точки конца процесса регулирующей ступени в h_s диаграмме вследствие ухудшения КПД будут отклоняться в сторону роста энтропии и энthalпии. Это отклонение увеличивается с уменьшением расчетного теплоперепада регулирующей ступени. При небольших значениях $H_{p,ст}^{до}$ сдвиг вправо в h_s -диаграмме точки конца процесса будет идти почти по линии $h_0 = \text{const}$, т. е. в этом случае сопловое парораспределение почти не отличается от дроссельного.

На рис. 8.17 представлены результаты расчета переменного режима трех регулируемых ступеней при различных расчетных теплоперепадах (при 1/3-ной нагрузке) и идеальном сопловом парораспределении.

Таким образом, можно сказать, что преимущества соплового парораспределения существенно сказываются в том

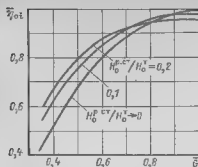


Рис 8.17 Влияние располагаемого теплоперепада регулирующей ступени $H_0^{ст}$ на КПД турбины при номинальной ($G=1$) и частичной ($G<1$) нагрузках. Рассматривается идеальное сопловое ($H_0^{ст}=0,1$ и $0,2$ от $H_0^н$) и дроссельное ($H_0^{ст}=0$) системы парораспределения

случае, когда теплоперепад регулирующей ступени достаточно велик. Вместе с тем, как говорилось, большой теплоперепад регулирующей ступени несколько ухудшает экономичность турбины при ее полной нагрузке (рис 8.17).

В практике турбостроения для конденсационных турбин применяются как дроссельный принцип парораспределения, так и сопловый.

При выборе того или иного типа парораспределения играет роль назначение турбины и ее конструкция. Если турбина должна покрывать базовую нагрузку сети, то ее следует проектировать с возможно более высоким КПД. Такая турбина в процессе эксплуатации предназначается для работы с постоянной нагрузкой, соответствующей ее экономической мощности. При этих условиях работа турбины с недогрузкой должна происходить лишь в редких случаях, и турбина может быть выполнена с дроссельным парораспределением.

В то же время нагрузка энергосистемы очень сильно меняется как в течение недели, резко снижаясь к концу ее, так и в течение суток. Поэтому подавляющее большинство установок, включая блоки самой большой мощности, должны проектироваться для работы и при частичной нагрузке. В настоящее время с достаточной степенью уверенности можно говорить о базовых агрегатах лишь для атомных электростанций. На АЭС по техническим экономическим (значительные капитальные затраты, необходимость экономии органического топлива путем снижения нагрузки ТЭС) и технологическим (возможности реакторов и их безопасность) причинам обычно поддерживается примерно номинальная нагрузка реактора и соответственно номинальный расход пара через турбину.

Рассматривая вопрос о том или ином способе парораспределения, следует учитывать условия надежной работы турбины.

В турбинах с сопловым парораспределением, как указывалось в § 4.2, в лопатках регулирующей ступени возможно возникновение значительных динамических напряжений, вызван-

ных парциальным подводом пара. Поэтому в этих лопатках допускаются небольшие напряжения на изгиб (определяемые в статических условиях) обычно не превышающие $\sigma_{изг}^{доп} = 15-40$ МПа. Расчетные напряжения на изгиб пропорциональны мощности ступени и высоте лопаток — чем больше мощность турбины и выше удельный объем свежего пара, тем больше эти напряжения.

Так, например, если для турбины К-1200-23,5 выполнить сопловое парораспределение, то расчетная мощность одноступенной регулирующей ступени составит $N=75$ МВт, а хорда профиля лопаток этой ступени при допускаемых напряжениях на изгиб должна быть не менее $b_2=150$ мм. Аналогичные размеры рабочих лопаток регулирующей ступени имели бы быстроходные турбины насыщенного пара уже при мощности агрегата меньше 500 МВт.

В турбинах высоких начальных параметров для обеспечения равномерного прогрева по окружности иногда отказываются от соплового и переходят к дроссельному парораспределению. Такое вынужденное решение принимают с расчетом, чтобы при изменении нагрузки турбины вызывать как можно меньшие температурные градиенты в корпусе. Поскольку при дроссельном парораспределении состояние пара в промежуточных ступенях меняется по линиям постоянной энтальпии, изменение нагрузки при дроссельном парораспределении приводит к меньшим колебаниям температур корпуса турбины и к меньшим температурным напряжениям.

В связи со сказанным выше турбины очень больших мощностей и особенно турбины насыщенного пара для АЭС обычно выполняются с дроссельным парораспределением (см., например, рис 10.13, 10.26, 10.28, 10.32 и др.).

Существенное значение имеет вопрос о выборе числа сегментов при сопловом парораспределении и о влиянии числа клапанов на экономичность турбины при недогрузке.

Иллюстрацией может служить диаграмма рис. 8.18. Здесь, в зависимости от относительного расхода пара через турбину построены кривые изменения мощности для двух случаев чисто дроссельного парораспределения: кривая bc и идеального соплового парораспределения с бесконечно большим числом сопловых групп — кривая ba . Эти кривые построены в предположении, что при полном пропуске пара мощности обеих турбин одинаковы (что является условным, так как при больших расчетных пропусках пара экономичность турбины с дроссельным парораспределением может быть выше, чем турбины с сопловым парораспределением). При частичных пропусках пара экономичность турбины с идеальным сопловым парораспределением выше, чем турбины с дроссельным распределением, так что кривая ba ложится выше кривой bc .

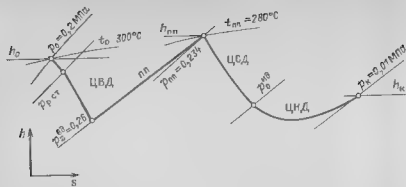


Рис 8 19 Процесс расширения пара при холостом ходе турбины К 800 2 3 5

значениями, изменились КПД нерегулируемых ступеней ЦВД и ЦСД. В ЦНД только первые ступени вырабатывают мощность, последние особенно самая последняя ступень ЦНД, наоборот, потребляют мощность.

В итоге это довольно приблизительного расчета не трудно, что внутренняя мощность ЦВД составляет 1150 кВт, обоих потоков ЦСД равна 2100 кВт. В то же время ступени ЦНД потребляют мощность для всех шести потоков она равна 300 МВт. Таким образом, при этом режиме внутренняя мощность турбины равна 2950 кВт, что примерно равно другим потерям холостого хода турбоагрегата.

8.7. РЕГУЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ ТУРБИНЫ СПОСОБОМ СКОЛЬЗЯЩЕГО ДАВЛЕНИЯ

Поскольку энергетические блоки (котел и турбоустановка) электростанций на органическом топливе не только работают при номинальной мощности, но часто меняют свою нагрузку, то очевидно, что при проектировании и эксплуатации их должны быть обеспечены следующие условия:

- 1) изменение нагрузки не должно приводить к снижению надежности блока;
- 2) изменение нагрузки должно проходить с возможно меньшим по сравнению с номинальным режимом ухудшением показателей экономичности.

При регулировании мощности агрегата с помощью органов парораспределения турбины, как это было рассмотрено выше в § 8 1 8 4 котел и паропроводы свежего пара постоянно находятся под действием номинального начального давления.

При регулировании мощности котлом, когда нагрузка агрегата соответствует примерно пропорционально изменяющемуся начальному давлению, длительная работа при пониженном давлении повышает долговечность металла поверхности нагрева котла и паропроводов, идущих к турбине.

Одновременно повышается надежность работы турбины. Поскольку при этом давление пара перед турбиной меняется (скользит) соответственно нагрузке, а температура пара поддерживается постоянной, то неизменной оказывается температура в большинстве ответственных элементов турбины. Благодаря этому при изменении нагрузки не появляются дополнительные тепловые расширения, нет неравномерного прогрева по окружности, специфического для частичной нагрузки турбин с соловым парораспределением, уменьшаются напряжения, особенно динамические, в лопатках первой ступени (см. § 8 3), т. е. повышается надежность работы турбины, улучшается ее способность к маневрированию.

Поскольку регулирование скользящим давлением не требует выделения первой (регулирующей) ступени, парциального подвода и соловых коробов для отдельных групп сопел, то, с одной стороны, несколько упрощается конструкция турбины, с другой стороны, повышается экономичность турбины при номинальном режиме.

Рассмотрим, как меняется тепловая экономичность турбоустановки и блока в целом при переходе от регулирования турбиной (постоянное давление $p_0 = \text{const}$) к регулированию котлом (скользящее давление $p_0 = \text{var}$). Такой переход возможен как для действующих установок, имеющих дроссельное или соловое парораспределение, так и для вновь проектируемых агрегатов.

На рис 8 20 изображен в h, s -диаграмме процесс расширения пара в части высокого давления конденсационной турбины, высоких начальных параметров с промежуточным перегревом пара при дроссельном парораспределении для двух случаев (при расходах пара G_0 и $G/G_0 = 0.5$)

- а) при постоянном давлении, т. е. $p_0 = \text{const}$ и $h_0 = \text{const}$ (сплошные линии);
- б) при скользящем давлении, т. е. $p_0 = \text{var}$ и $t_0 = \text{const}$ (пунктирные линии).

При неизменной температуре промежуточного перегрева t_m давление за частью высокого давления будет меняться пропорционально расходу пара и при одной и той же величине G/G_0 процесс расширения пара после промежуточного перегрева а следовательно, и мощность этой части турбины не будут зависеть от способа регулирования свежего пара, т. е. будут одинаковыми как для постоянного, так и для скользящего давления.

$$\Pi_{i_{\text{ЦВД+ЦНД}}}^{\text{const}} \quad \Lambda_{i_{\text{ЦВД+ЦНД}}}^{\text{const}}$$

При уменьшении пропуска пара давление перед первой ступенью будет определяться расходом пара, причем при

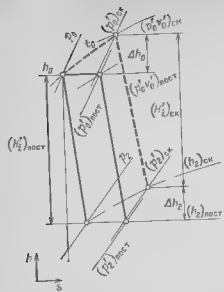


Рис. 8.20 Процесс расширения пара в h, s -диаграмме в ЧВД конденсационной турбины с дроссельным парораспределением при постоянном (—) и скользящем (---) начальном давлении p_0

Рис. 8.21 Процесс расширения пара в h, s -диаграмме в ЧВД конденсационной турбины с сопловым парораспределением
1 линия h_2 при $p_0 = \text{const}$ и четырех регулирующих клапанах, 2 линия h_2 при $p_0 = \text{const}$ и боковым числом клапанов, — при $p_0 = \text{var}$

скользящем давлении и $t_0 = \text{const}$ оно будет несколько выше, чем при постоянном давлении и $h_0 = \text{const}$, из-за большего значения произведения $p_0 v_0$

$$\frac{(p_0)_{\text{сх}}}{(p_0)_{\text{вост}}} = \frac{G/G_0}{\sqrt{(p_0 v_0)_{\text{сх}} / (p_0 v_0)_{\text{вост}}}} \quad (8.10)$$

Эта разница в давлениях не так велика, хотя все же ощутима. Так, например при $p_0 = 20$ МПа и $t_0 = 550^\circ\text{C}$ и снижении расхода пара вдвое эта разница $[(p_0)_{\text{сх}} - (p_0)_{\text{вост}}] / [(p_0)_{\text{вост}}] = 0,03$ (см. рис. 8.20)

Сравнивая при частичной нагрузке процесс расширения пара в ЧВД турбины, легко обнаружить, что как начальная, так и конечная энтальпии будут больше при регулировании скользящим давлением. Однако поскольку параметры на входе в проточную часть ЧВД при скользящем давлении будут выше, то и немного больше будет располагаемый теплоперепад проточной части, хотя даже при значительном уменьшении

расхода пара он мало меняется по сравнению с режимом номинальной нагрузки. Поскольку изменение $H_0^{\text{ЧВД}}$ невелико, то можно считать, что не будет меняться и КПД проточной части ЧВД. Таким образом, оказывается, что при частичном пропуске пара, использованный теплоперепад ЧВД $H_1^{\text{ЧВД}}$ и, следовательно, внутренняя мощность ЧВД оказываются большими при регулировании скользящим давлением

$$[(\Lambda_i^{\text{ЧВД}})_{\text{сх}} - (\Lambda_i^{\text{ЧВД}})_{\text{вост}}] G [(h_0)_{\text{сх}} - (h_0)_{\text{вост}}] - (h_2)_{\text{сх}} - (h_2)_{\text{вост}}] = -G(\Delta h_0 - \Delta h_2) - G\Delta h_{\text{сх}} \quad (8.11)$$

Очевидно, что

$$\Delta h_{\text{сх}} - \Delta h_0 - \Delta h_2 > 0 \quad (8.12)$$

Предполагая для простоты, что расход пара после промежуточного перегрева равен расходу свежего пара, запишем выражение для абсолютного внутреннего КПД турбинной установки при частичном пропуске пара для постоянного давления

$$\eta_i^{\text{пост}} = \frac{h_0 - h_2 + H_1^{\text{ЧВД}} + \text{чнд}}{h_0 - h_0' + h_{\text{тм}} - h_2} \quad (8.13)$$

и скользящего давления

$$\eta_i^{\text{сх}} = \frac{h_0 - h_2 + \Delta h_{\text{сх}} + H_1^{\text{ЧВД}} + \text{чнд}}{h_0 - h_0' + h_{\text{тм}} - h_2 + \Delta h_{\text{сх}}} \quad (8.14)$$

здесь $H_1^{\text{ЧВД}} + \text{чнд}$ — использованный теплоперепад турбины после промежуточного перегрева с учетом отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды (см. § 1.5).

Поскольку согласно (8.12) $\Delta h_{\text{сх}} > 0$ и в формулах (8.13) и (8.14) числитель меньше знаменателя (так как $\eta_i < 1$), то $\eta_i^{\text{сх}} > \eta_i^{\text{пост}}$, т. е. при всех режимах частичного пропуска пара экономичность турбинной установки при работе со скользящим давлением пара всегда выше, чем при работе с постоянным давлением и дроссельным парораспределением.

Для тех же условий, что были приняты при построении рис. 8.20, на рис. 8.21 изображен процесс расширения пара в ЧВД для соплового парораспределения в случае постоянного и скользящего давления. В этом примере используемый теплоперепад регулирующей ступени при номинальном режиме $H_0^{\text{ЧВД}} / H_1^{\text{ЧВД}} = 0,2$, число клапанов 4 с одинаковым числом сопел в каждой группе.

При постоянном давлении $p_0 = \text{const}$ с уменьшением расхода пара располагаемый теплоперепад регулирующей ступени $H_0^{\text{ЧВД}}$ возрастает, а использованный теплоперепад ее меняется согласно примеру приведенному на рис. 8.10. При этом КПД

регулирующей ступени понижается, так как отношение скоростей отклоняется от расчетного (предполагаем, что при номинальном режиме оно принято оптимальным), уменьшается степень парциальности и добавляются потери дросселирования при режимах частичного открытия одного из клапанов. Соответственно изменению состояния пара на выходе из регулирующей ступени (см рис 811) меняется и конец прогресса расширения пара во всем ЧВД, как это показано на рис. 821. Если предположить так называемое идеальное сопловое парораспределение, т.е. отсутствие потерь от дросселирования, то кривая, характеризующая состояние пара в конце ЧВД, будет иной, совпадающей с действительной кривой лишь в точках полностью открытых клапанов.

При скользящем давлении p_0 -var состояние пара как за первой (регулирующей) ступенью так и за всем ЧВД будет таким же, как и при дроссельном парораспределении и скользящем давлении: температуры пара за всеми ступенями ЧВД почти не меняются с уменьшением расхода пара. Не меняется также и КПД первой (регулирующей) ступени.

Сравнивая для данного случая два вида регулирования мощности, мы видим, что с уменьшением расхода пара начальная энтальпия при скользящем давлении оказывается большей, чем при постоянном давлении, т.е. $\Delta h_0 > 0$.

Изменение конечной энтальпии подчиняется сложной зависимости, определяемой располагаемым теплоперепадом регулирующей ступени, выбранного для нее отношения скоростей и числа клапанов. В общем случае при данном расходе пара могут встретиться все случаи а именно $\Delta h_{\text{кв}} > 0$; $\Delta h_{\text{кв}} = 0$; $\Delta h_{\text{кв}} < 0$. Очевидно, что используемый теплоперепад ЧВД при скользящем давлении может быть как больше, так и меньше использованного теплоперепада при постоянном давлении

$$(H_1')_{\text{кв}}^{\text{ЧВД}} \leq (H_1')_{\text{пост}}^{\text{ЧВД}}$$

Таким образом, согласно выражениям для абсолютного внутреннего КПД турбинной установки (813) и (814) экономичность установки для случая соплового парораспределения может быть при скользящем давлении как выше, так и ниже, чем при постоянном давлении.

Очевидно, что изменение экономичности при переходе от соплового парораспределения к регулированию скользящим давлением будет зависеть не только от режима т.е. от расхода пара G , но и от параметров свежего пара, давления промпрегрева, характеристик регулирующей ступени числа клапанов, теплоперепада ее, КПД.

На рис 822 показано расчетное сравнение различных видов парораспределения для турбоустановки 500 МВт при p_0 18 МПа. За исходный вариант (кривая 1) принято сопловое

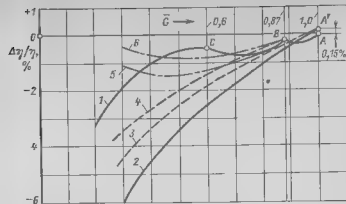


Рис 822 Расчетное изменение экономичности турбоустановки в зависимости от типа парораспределения и способа регулирования вручную

парораспределение с четырьмя клапанами, из которых первые два открываются одновременно, обеспечивая $G=0,60$, при открытии третьего клапана $G=0,87$. При режиме $G=1,0$ принимается что $\Delta\eta=0$. Если при том же $p_0=\text{const}$ турбину выполнить с дроссельным парораспределением, то выигрыш в КПД всей турбоустановки при $G=1,0$ составит 0,15% (кривая 2).

При выполнении турбины с дроссельным парораспределением и регулировании скользящим давлением изменение КПД турбоустановки представлено штриховой линией 3.

Из рис 823 видно, что сопловое парораспределение при постоянном давлении p_0 -const оказывается целесообразным в довольно широком диапазоне изменения режимов, хотя, подчеркнем, по надежности, по характеристикам маневренности целесообразнее дроссельное и скользящее.

В ряде случаев применяется комбинированное регулирование, оно изображено кривой 4. В этом случае сопловое парораспределение используется только при диапазоне $G=0,87-1,0$, т.е. при частичном открытии последнего четвертого клапана, при $G<0,87$ первые три клапана

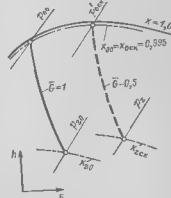


Рис 823 Процесс расширения пара в ЧВД турбины номинального пара ($p_0 \sim 6$ МПа) при $G=1$ и $G=0,5$ и скользящем давлении

открыты полностью и расход пара регулируется котлом, т. е. при $p_0 \text{ var}$ (кривая 4).

В случае, когда для привода питательного насоса используется паровая турбина, мощность насосного агрегата (особенно большая в установках высокого давления свежего пара) регулируется в зависимости от расхода питательной воды, т. е. от G и напора насоса, который меньше при скользящем давлении, чему соответствует меньшая мощность насосного агрегата.

Выигрыш в этом случае должен учитываться при сравнении экономических показателей турбоустановок при постоянном и скользящем давлении. Этот выигрыш меняет зависимость КПД от расхода пара и показан на рис. 8.22 кривыми 5 (скользящее давление) и 6 (комбинированное регулирование).

В некоторых странах значительное число энергоблоков проектируется с дроссельным парораспределением и работой при скользящем давлении. Так спроектирована турбина К-1200-23.5 (см. § 10.2), в то же время при проектировании других типоразмеров паровых турбин, а также их модернизации обязательным является требование возможности работы при скользящем давлении. При переводе турбин, имеющих соловое парораспределение, на режим скользящего давления, в частности турбин СКД, экономическое сравнение двух видов регулирования мощности может оказаться и качественно и количественно иным, чем показано на рис. 8.22.

Для турбин насыщенного пара АЭС перевод на работу со скользящим давлением имеет несколько особенностей. Во-первых, при скользящем давлении перед турбиной поддерживается не постоянная температура пара, а постоянная ступень сухости пара x_0 (рис. 8.23). Во-вторых, при снижении нагрузки температура влажного пара, зависящая только от давления, меняется так же, как и при постоянном давлении перед турбиной, в связи с чем по надежности и маневренности скользящее давление не имеет тех преимуществ, которые характерны для турбин ТЭС. Хотя турбины насыщенного пара, как правило, выполняются с дроссельным парораспределением, заметного выигрыша в экономичности при переходе на скользящее давление нет. Имеющиеся преимущества связаны главным образом с работой СПП, так как после ЦВД перед СПП при скользящем давлении влажность пара будет несколько меньше [48].

Основные достоинства перевода энергоблоков АЭС на скользящее давление определяются изменением режима работы реактора, причем эти изменения сказываются по-разному для одно- и двухконтурных АЭС. Подробно вопросы работы энергоблоков ТЭС и АЭС рассмотрены в [18].

8.8. ОСЕВЫЕ УСИЛИЯ В ТУРБИНЕ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ

В § 5.5 были проанализированы осевые усилия в турбине и ее элементах. В общем случае осевое усилие, передаваемое на упорный подшипник, может быть выражена как сумма

$$R_z = \sum S(p_n - p_z) - S_{p, \text{ст}}(p_{p, \text{ст}} - p_{p, \text{л}}), \quad (8.15)$$

где S — площади кольцевых поверхностей ротора (дисков, лопаток, втулок, уплотнений); p_n — давления в различных точках проточной части турбины; $S_{p, \text{л}}$ — площадь разгрузочного диска, $p_{p, \text{л}}$ — давление в камере А разгрузочного диска (см. рис. 5.28).

Рассмотрим, как изменяется осевое усилие, действующее на ротор турбины, при изменении пропуска пара.

Для конденсационной турбины $p_z - p_n$ малая величина, которой можно пренебречь. Промежуточные давления p_n , давление $p_{p, \text{ст}}$ в камере регулирующей ступени, давление $p_{p, \text{л}}$ в камере разгрузочного диска, связанной с какой-либо из ступеней турбины, выражаются законом прямой пропорциональности

$$p_n = G p_{n0}; \quad p_{p, \text{ст}} = G(p_{p, \text{ст}})_0; \quad p_{p, \text{л}} = G(p_{p, \text{л}})_0.$$

Подставляя эти выражения в формулу (8.15) и отбрасывая p_z находим

$$R_z = \sum S G p_{n0} - S_{p, \text{л}} [G(p_{p, \text{ст}})_0 - G(p_{p, \text{л}})_0] = G R_{y0}. \quad (8.16)$$

Таким образом, в конденсационной турбине осевое усилие пропорционально пропуску пара и достигает максимума при полном пропуске пара G_0 (рис. 8.24, линия 1). При этом не учтено осевое усилие в регулирующей ступени, которое обычно невелико. Если благодаря разгрузочному диску осевое усилие полностью уравновешивалось, т. е. $R_{y0} = 0$, то и при любой пониженной нагрузке осевое усилие будет также приблизительно равно нулю: $R_z \approx R_{y0} = 0$.

Строго говоря, этот вывод можно рассматривать лишь как первое приближение. В самом деле, изменение режима турбины связано с изменением теплопередач в отдельных ступенях и отклонением реактивности ступеней от расчетной

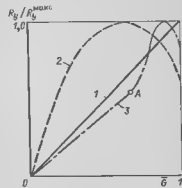


Рис. 8.24 Изменение усилия R_z , действующего на упорный подшипник, в зависимости от расхода пара G : 1 — конденсационная турбина, 2 — турбина с противодавлением, 3 — конденсационная турбина с дроссельным парораспределением

величины. Изменение реактивности при дисковой конструкции ротора приводит к изменению перепада давлений по обе стороны диска и может вызвать изменение осевых усилий действующих на ротор турбины.

Для турбины с противодавлением величина p_z в (8.15) не может быть отброшена. Кроме того, если турбина работает со скоростями меньшими, чем критические, то давления в промежуточных ступенях выражаются так

$$p_n = \sqrt{p_z^2 + G^2 B_n}$$

Если подставить эти значения в формулу (8.15), то найдем

$$R, \sum S(\sqrt{p_z^2 + B_n G^2} - p_z) - S_{p.d.}(\sqrt{p_z^2 + B_{p.c.} G^2} - \sqrt{p_z^2 + B_{p.a.} G^2}) \quad (8.17)$$

В данном случае получается сложная зависимость между пропуском пара и осевым усилием. При плевом расходе пара и равных диаметрах концевых уплотнений осевое усилие обращается в нуль так как в этом случае во всем корпусе турбины давление постоянно и равно p_z .

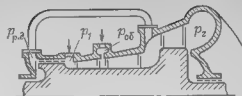
Если разгрузочный диск был рассчитан так, чтобы при полной нагрузке осевое усилие также становилось равным нулю, то в этом случае при промежуточных значениях пропуск пара может возникнуть осевая нагрузка на ротор турбины причем наибольшая ее величина будет достигнута приблизительно при половинном расходе пара. Поэтому в турбинах с противодавлением упорный подшипник должен проверяться при режиме турбины, отличающемся от расчетного, когда осевое усилие достигает максимума (рис. 8.24 кривая 2).

Значительное нарушение осевой равномерности ротора возникает при применении обводного парораспределения, когда пар через обводной клапан направляется не в камеру регулирующей ступени, а в одну из более отдаленных ступеней.

Представим себе, что турбина выполнена без регулирующей ступени и имеет обводное парораспределение, показанное на схеме рис. 8.25.

Максимальное давление p_1, p_0 перед разгрузочным диском достигается при той нагрузке турбины, которой соответствует полное открытие первого регулирующего клапана (точка А на кривой 3 рис. 8.24). При дальнейшем увеличении нагрузки уравновешивающее усилие, действующее на диск, не возрастает, а уменьшается так как p_1 сохраняется неизменным, а $p_{p.a.}$ растет, если камера разгрузочного диска соединена с промежуточной ступенью, а не с выходным патрубком турбины точно так же возрастает и основное осевое усилие $\sum S(p_n - p_z)$. Если разгрузочный диск выполнен с таким расчетом чтобы уравновешивать осевую нагрузку ротора при пропусках пара

Рис. 8.25 Схема реактивной турбины с обводным парораспределением и разгрузочным диском



управляемых одним первым клапаном то наибольшая осевая нагрузка будет возникать при полном пропуске пара и полном открытии обводных клапанов. На это усилие должен быть рассчитан упорный подшипник.

Однако в некоторых конструкциях, особенно в турбинах активного типа с дисками без разгрузочных отверстий, максимальное осевое усилие будет не при G_{max} , а при меньшем расходе пара, когда обводной клапан открыт частично. Это объясняется тем, что, как рассмотрено выше в § 8.3, с открытием обводного клапана давление в камере обвода будет расти, теплоперепад в ступенях, предшествующих камере обвода, уменьшится, отношение скоростей в них возрастет, соответственно повысится и реактивность. При малых расчетных неперпадах давления на дисках этих ступеней разность давлений до диска и за ним, примерно пропорциональная степени реактивности, возрастет в несколько раз. В таком случае, как показано кривой 3 на рис. 8.24, максимум усилия будет при $G < 1$.

При неустановившихся (переходных) режимах работы турбины, скажем, во время изменения нагрузки давления пара в некоторых местах прочной части турбины, особенно там, где имеются большие камеры (например, после отсеков турбин, за цилиндрами, в местах отборов и др.), меняются с разной скоростью. В связи с этим временно могут возникнуть осевые усилия, заметно отличающиеся от тех, которые наблюдаются при установившихся режимах. Особенно большие отклонения в осевых усилиях возникают в турбинах с промежуточным перегревом пара и внешними сепараторами. Анализ этих изменений дан в [45].

Следует, кроме того, учитывать, что некоторые изменения в прочной части турбины, такие, как отложения на лопатках, увеличение зазоров в диафрагменных уплотнениях, могут привести к значительному повышению осевых усилий [45].

8.9. ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ СВЕЖЕГО ПАРА НА МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ

Во время работы турбиной установки возникают отклонения не только расхода пара от расчетного, часто не соблюдаются расчетные параметры пара: давления и температуры свежего пара, давления и температуры

промежуточного перегрева, имеют место те или иные отклонения в тепловой схеме от номинальных условий ее работы.

Отклонения начальных параметров пара, как правило, связаны с нарушениями нормальной работы котла, парогенератора, реактора и допускаются лишь в ограниченных пределах. В паровых турбинах утилизационных ПГУ обычно $t_0 = \text{var}$, а в геотермальных турбинах $p_0 = \text{var}$.

Отклонение начального давления пара

Отклонение давления свежего пара от номинального значения может существенно отражаться на развиваемой турбиной мощности. Влияние отклонения давления на мощность зависит от абсолютного уровня давления свежего пара, от противодавления, от способа парораспределения турбины и от режима, при котором работает турбина.

Если выразить внутреннюю мощность турбины таким образом

$$N_i = GH_0 \eta_{\text{об}}$$

то при небольших отклонениях Δp_0 давления свежего пара от номинального давления p_0 изменение мощности может быть найдено как приращение

$$\Delta N_i = H_0 \eta_{\text{об}} \frac{\partial G}{\partial p_0} \Delta p_0 + G \eta_{\text{об}} \frac{\partial H_0}{\partial p_0} \Delta p_0, \quad (8.18)$$

где первое слагаемое представляет собой изменение мощности, вызванное изменением пропуска пара под влиянием отклонения начального давления, второе слагаемое — изменение мощности, вызванное изменением располагаемого теплосоперпада при отклонении давления p_0 . Влиянием небольшого отклонения начального давления на КПД турбины обычно можно пренебречь.

Расход пара через сопловые сегменты первой ступени турбины при неизменном открытии регулирующих клапанов пропорционален давлению пара, поэтому можно записать

$$\frac{\partial G}{\partial p_0} = G/p_0$$

Эта пропорциональность точно соблюдается для конденсационных турбин и для турбин, где в соплах регулирующей ступени возникает критическая скорость.

Располагаемый теплосоперпад для процесса, протекающего в области перегретого пара, можно представить так.

$$H_0 \approx \frac{x}{x-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(p_2/p_0 \right)^{\frac{x-1}{x}} \right]$$

Учитывая, что произведение $p_0 v_0$ при изменении только начального давления, но неизменной энтальпии перегретого пара почти не меняется, находим после преобразования, что

$$\frac{\partial H_0}{\partial p_0} = p_0 v_0 (p_2/p_0)^{\frac{x-1}{x}} \frac{1}{p_0}$$

После подстановки в уравнение (8.18) получим

$$\Delta N_i = GH_0 \eta_{\text{об}} \frac{\Delta p_0}{p_0} + G \eta_{\text{об}} p_0 v_0 (p_2/p_0)^{\frac{x-1}{x}} \frac{\Delta p_0}{p_0}, \quad (8.19)$$

$$\Delta N_i = \left[1 + \frac{p_0 v_0}{H_0} \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{x-1}{x}} \right] \Delta p_0 \quad (8.20)$$

Необходимо подчеркнуть, что этот результат получен в предположении постоянного открытия регулирующих органов парораспределения, причем изменение мощности в этом случае определяется изменением и расхода пара через турбину и располагаемого теплосоперпада.

Если при выяснении влияния изменения начального давления на развиваемую турбиной мощность предположить, что расход пара должен сохраняться неизменным, то результат будет определяться условиями работы парораспределения.

Рассмотрим возможные в этом отношении частные случаи. Допустим, во-первых, что турбина имеет дроссельное парораспределение. Тогда при частичных нагрузках турбины, когда дроссельный клапан открыт не полностью, давление

свежего пара при постоянном его расходе через турбину вообще не отразится на мощности турбины. В самом деле, давление пара за дроссельным клапаном определяется только количеством протекающего через турбину пара, а так как это количество по условию сохраняется постоянным, то и давление пара перед первой ступенью сохраняется постоянным, а следовательно, и мощность турбины не изменится (рис. 8.26, а).

Другими словами, все изменения начального давления будут компенсироваться изменением степени дросселирования пара в клапане, т. е. разным открытием регулирующего клапана.

В турбине с сопловым парораспределением при повышении давления свежего пара количество пара, протекающего через полностью открытые сопловые группы, возрастает. Сохранение постоянства пропуска пара через всю турбину в этом случае может быть достигнуто, если, одновременно прикрывая регулирующий клапан, сократить пропуск пара через частично открытую сопловую группу. При этом потери от дросселирования пара в этой сопловой группе могут возрасти или сократиться в зависимости от того, какое положение занимают

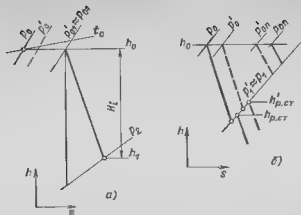


Рис 8.26 Процесс расширения пара в h, s диаграмме в турбине при отклонении начального давления и постоянного расходе пара а) при дросселировании, б) при сопловом парораспределении

последний по порядку открытия регулирующий клапан перед изменением начального давления (рис. 8.26, б). Чем больше число регулирующих клапанов, тем меньше влияние на общую экономичность потерь от дросселирования в каждом из них и тем больший выигрыш мощности будет достигаться при повышении давления.

Если турбина имеет сопловое парораспределение с таким большим числом клапанов, так что потерями дросселирования парового потока, протекающего через частично открытый клапан (идеальное сопловое парораспределение), можно пренебречь, то выигрыш мощности, возникающий от повышения давления свежего пара при неизменном его расходе, определится вторым слагаемым в формуле (8.20) и составит приблизительно

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \frac{p_0 v_0}{H_0} (p_z/p_0)^{\kappa} \approx \frac{1}{p_0} \Delta p_0 \quad (8.21)$$

или также

$$\frac{\Delta N_i}{G} = p_z v_z \eta_{от} \frac{\Delta p_0}{p_0} \quad (8.21a)$$

На рис. 8.27 построены кривые изменения мощности турбины в зависимости от начального давления, подсчитанные для различных отношений p_z/p_0 .

При построении кривых номинальные параметры свежего пара были приняты одинаковыми: $p_0 = 8.8$ МПа, $t_0 = 500$ °С. На рис. 8.27 нанесены кривые для турбины с противодавлением p_z 1,0 и 0,1 МПа

Построение кривых рис. 8.27, а по формуле (8.21) и непосредственно по h, s -диаграмме дало практически одинаковые результаты в случае турбины с противодавлением, так как расширение пара происходит в области перегретого пара, где уравнения идеального газа более или менее применимы.

Аналогичные кривые для конденсационной турбины при $p_z = 5$ кПа построены на диаграмме рис. 8.27, б. Здесь результат расчета по формуле (8.21) (сплошная кривая) значительно расходится с непосредственным построением кривой из h, s -диаграммы (пунктирная линия), что объясняется переходом линии расширения в область влажного пара.

Как показывают формулы (8.21а) и кривые диаграммы рис. 8.27, отклонение давления свежего пара тем сильнее сказывается на мощности, развиваемой турбиной, чем выше противодавление турбины.

Потому снижение давления свежего пара перед турбиной, работающей с противодавлением, приводит к большей потере мощности, чем понижение давления перед конденсационной турбиной.

Если учитывать особенности работы парораспределения, то следует сказать, что в зависимости от конструкции системы распределения можно отметить два крайних случая влияния давления свежего пара на развиваемую турбиной мощность при G const.

1) для турбины с дроссельным парораспределением при неизменном пропуске пара давление свежего пара вообще не отражается на мощности турбины, если дроссельный клапан не полностью открыт.

2) для турбины с идеальным сопловым регулированием давление свежего пара сказывается на экономичности наиболее сильно.

Следует иметь в виду, что регенеративный подогрев питательной воды за счет перегреваемых отборов из турбины

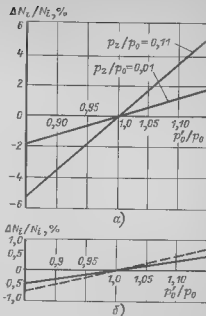


Рис 8.27 Изменение мощности турбины при отклонении начального давления а) для турбины с противодавлением, б) для конденсационных турбин по формуле (8.21) по h, s диаграмме

влияет на зависимость экономичности турбины от начального давления (рис. 8.21). В самом деле, при выводе формулы (8.20) предполагалось, что все количество пара расширяется до конечного давления. В турбине с регенерацией часть пара отбирается при повышенных давлениях. Для каждого из потоков отбираемого пара зависимость экономичности от начального давления протекает тем круче, чем выше давление в отборе. Это обстоятельство следует иметь в виду при построении зависимости экономичности турбины с регенерацией от p_0 .

Если отклонения начального давления невелики (в пределах $\pm 5\%$), аenthalпия h_0 постоянна, то можно считать, что расход теплоты в котле на 1 кг пара остается неизменным. Поэтому найденное выше изменение мощности, вызванное изменением теплоперепада (но не расхода пара), отвечает изменению экономичности при отклонении начального давления.

Повышение начального давления при неизменной его температуре вызывает некоторое увеличение влажности в последних ступенях конденсационных турбин ТЭС без промежуточного перегрева. Это несколько снижает экономичность последних ступеней и ставит их лопатки в более тяжелые условия работы из-за возможно большей эрозии, а также коррозии под напряжением деталей, находящихся в зоне линии насыщения при повышенной температуре.

При небольшом относительном повышении давления (по ГОСТ 3618-82) для $p_{00} = 8,8 - 23,5$ МПа до $\Delta p_0 = 0,049$ МПа, для $p_{00} = 3,4$ МПа до $\Delta p_0 = 0,02$ МПа работа турбины допустима. Если позволяют условия надежности паропроводов, клапанной и сопловой коробок и других элементов в зоне паровпуска желательно одновременно с повышением давления свежего пара повысить и его температуру. Если повышается начальное давление, то давления по ступеням не изменяются по сравнению с расчетным режимом, соответственно не меняются условия надежности элементов проточной части и осевые усилия. В случае одновременного увеличения расхода пара все эти характеристики надежности изменяются, что требует специальной проверки, особенно по избыточным напряжениям в последней ступени турбины.

Повышение начального давления в турбинах насыщенного пара означает соответствующее увеличение влажности за ЦВД, если, как обычно, начальная влажность остается в заданных пределах ($\epsilon_0 = 0,005 - 0,01$).

Изменение температур свежего пара и промежуточного перегрева

Влияние температуры свежего пара на развиваемую турбиной мощность логично рассматривать при неизменном расходе теплоты Q_0 , учитывая, что изменение температуры

одновременно сказывается и на мощности, и на начальной энthalпии пара, а следовательно, и на количестве теплоты, расходуемой на 1 кг пара в котле.

Представим мощность турбины в таком виде

$$N_t = GH_0 \eta_{oi} \frac{Q_0 H_0 \eta_{oi}}{h_0 h_{nB}}$$

Изменение мощности при отклонении начальной температуры можно определить как приращение

$$\Delta N_t = Q_0 \left[\frac{\eta_{oi}}{h_0} \frac{\partial H_0}{h_{nB}} \frac{\partial \Delta t_0}{\partial t_0} - \left(\frac{H_0 \eta_{oi}}{h_0 h_{nB}} \right)^2 \frac{\partial h_0}{\partial t_0} \Delta t_0 + \frac{H_0}{h_0} \frac{\partial \eta_{oi}}{h_{nB}} \frac{\partial \Delta t_0}{\partial t_0} \right] \quad (8.22)$$

В этом равенстве первый член правой части определяет приращение мощности, вызванное увеличением теплоперепада, второй член учитывает рост затрат теплоты при повышении начальной температуры t_0 . Наконец, третий член суммы учитывает влияние температуры свежего пара на КПД турбины. В конденсационных турбинах нельзя пренебрегать этим влиянием, так как повышение начальной температуры пара приводит к уменьшению влажности в последних ступенях турбины и к сокращению ступеней, работающих во влажном паре. Это в свою очередь вызывает увеличение внутреннего КПД турбины.

Производные $\partial H_0 / \partial t_0$, $\partial \eta_{oi} / \partial t_0$ можно определить по таблицам или уравнениям для водяного пара. Что касается $\partial \eta_{oi} / \partial \epsilon_0$, то для конденсационной турбины высоких параметров можно считать, что при повышении начальной температуры на $30 - 40^\circ \text{C}$ возрастает КПД турбины на 1%. Это дает $\partial \eta_{oi} / \partial t_0 = 0,00033 - 0,00025$ 1/°C, причем следует принимать тем большую величину, чем большая доля теплового перепада приходится на область влажного пара.

Внося в уравнение (8.22) за скобку $\frac{H_0 \eta_{oi}}{h_0 - h_{nB}}$, получаем

$$\Delta N_t = \frac{Q_0 H_0 \eta_{oi}}{h_0 - h_{nB}} \left[\frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial t_0} + \frac{1}{h_0} \frac{\partial h_0}{h_{nB}} \frac{\partial t_0}{\partial t_0} + \frac{1}{\eta_{oi}} \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0} \right] \Delta t_0$$

или также

$$\frac{\Delta N_t}{N_t} = \left[\frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial t_0} + \frac{1}{h_0} \frac{\partial h_0}{h_{nB}} \frac{\partial t_0}{\partial t_0} + \frac{1}{\eta_{oi}} \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0} \right] \Delta t_0 \quad (8.23)$$

Определим влияние начальной температуры пара для турбины с начальными параметрами $p_0 = 8,8$ МПа, $t_0 = 500^\circ \text{C}$, $h_0 = 3495$ кДж/кг. Давление

в конденсаторе примем $p_c = 4$ кПа, чему соответствует температура насыщения $t_{cs} = 28^\circ \text{C}$. Имея в виду, что турбина работает с системой регенерации, где питательная вода подогревается до $t_{cs} = 220^\circ \text{C}$, находим располагаемый теплоперепад $H_0 - h_0 - h_{cs} = T_c (h_0 - s_{cs}) = 1190 \text{ кДж/кг}$.

Расход теплоты в котле составляет $h_0 - h_{cs} = 2450 \text{ кДж/кг}$, $\partial h_0 / \partial t_0 = 2,54 \text{ кДж/(кг } ^\circ \text{C)}$, $\partial h_0 / \partial t_0 = 1,49 \text{ кДж/(кг } ^\circ \text{C)}$.

Предполагая, что при изменении начальной температуры на 40°C КПД турбины изменяется на 1% находим $\partial \eta_{oi} / \partial t_0 = 0,00025$. Далее допустим, что относительный внутренний КПД турбины составляет $\eta_{oi} = 0,84$ и, подставляя найденные величины в уравнение (8.23), находим

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} \left(\frac{1,49}{1190} - \frac{2,54}{2450} + 0,00025 \right) \Delta t_0 = 0,000553 \Delta t_0 = 0,0553\% / ^\circ \text{C}$$

Другими словами при изменении начальной температуры на 10°C и при неизменном расходе теплоты мощность турбины изменяется на 0,55% или при неизменной мощности на ту же величину изменяется расход теплоты, т.е. экономичность установки.

Если турбина построена для работы с промежуточным перегревом пара то приходится считать с возможным отклонением как начальной температуры пара t_0 , так и температуры t_{ms} за промежуточным перегревателем. Рассмотрим приближенно влияние отклонения этих температур на мощность или на экономичность турбины.

Для простоты дальнейших расчетов допустим, что в системе регенерации все отборы располагаются после промежуточного перегревателя, т.е. в частях среднего и низкого давления турбины.

Напишем выражение мощности турбины

$$N_i = G(H_0^i \eta_{oi}^i + H_0^{ii} \eta_{oi}^{ii}) \quad (8.24)$$

здесь $H_0^i \eta_{oi}^i$ использованный теплоперепад части высокого давления до промежуточного перегревателя, $H_0^{ii} \eta_{oi}^{ii}$ — приведенный использованный теплоперепад пара от давления за промежуточным перегревателем до давления отработавшего пара, подсчитанный для установки с развитой системой регенерации.

Расход теплоты в установке с промежуточным перегревом

$$Q_0 = G(h_0 - h_{cs} + h_{ms} - h_2)$$

или также с учетом, что $h_2 = h_0 - H_0^i \eta_{oi}^i$,

$$Q_0 = G(h_{ms} - h_{cs} + H_0^i \eta_{oi}^i) \quad (8.25)$$

Здесь предполагается, что через промежуточный перегреватель протекает все количество пара.

Решив равенство (8.25) относительно расхода пара G и подставив его в формулу (8.24), получим

$$\frac{N_i}{Q_0} = \frac{H_0^i \eta_{oi}^i + H_0^{ii} \eta_{oi}^{ii}}{h_{ms} - h_{cs} + H_0^i \eta_{oi}^i} \quad (8.26)$$

Считая, что расход теплоты должен сохраняться неизменным, и рассматривая выражение (8.26) как сложную функцию от начальной температуры пара t_0 и температуры промежуточного перегрева t_{ms} , можем для небольших отклонений Δt_0 и Δt_{ms} этих температур написать

$$\frac{\Delta N_i}{Q_0} = \frac{\partial H_0^i}{\partial t_0} \frac{\partial H_0^i}{\partial t_0} \Delta t_0 + \left(\frac{\partial N_i}{\partial H_0^i} \frac{\partial H_0^i}{\partial t_{ms}} + \frac{\partial N_i}{\partial \eta_{oi}^i} \frac{\partial \eta_{oi}^i}{\partial t_{ms}} + \frac{\partial N_i}{\partial h_{ms}} \frac{\partial h_{ms}}{\partial t_{ms}} \right) \Delta t_{ms} \quad (8.27)$$

Первое слагаемое определяет зависимость мощности ЧВД от начальной температуры остальные слагаемые учитывают влияние температуры промежуточного перегрева на мощность, развиваемую паром после промежуточного перегрева. При выводе формулы (8.27) предполагалось, что экономичность ЧВД η_{oi}^i не зависит от начальной температуры t_0 , так как все расширение в ЧВД происходит в области перегретого пара.

После преобразований найдем

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \frac{1}{H_0^i \eta_{oi}^i + H_0^{ii} \eta_{oi}^{ii}} \left[\left(\frac{h_{ms} - H_0^i \eta_{oi}^i}{h_{ms} - h_{cs} + H_0^i \eta_{oi}^i} \right) \eta_{oi}^i \frac{\partial H_0^i}{\partial t_0} \Delta t_0 + \left(\frac{\partial H_0^i}{\partial t_{ms}} \eta_{oi}^i + \frac{\partial \eta_{oi}^i}{\partial t_{ms}} H_0^i - \frac{H_0^i \eta_{oi}^i + H_0^{ii} \eta_{oi}^{ii}}{h_{ms} - h_{cs} + H_0^i \eta_{oi}^i} \frac{\partial h_{ms}}{\partial t_{ms}} \right) \Delta t_{ms} \right] \quad (8.28)$$

Отклонение от номинального значения начальной степени сухости пара

Естественно, что речь идет о турбинах насыщенного пара. Вернемся к формуле (7.40), используемой для конденсационной турбины для взаимозависимости расхода свежего пара и его параметров. Принимая во внимание, что для влажного пара можно принять $v = v''x$ и что согласно формуле (2.88) коэффициенты расхода обратно пропорциональны квадрату коэф. из степени сухости, то вместо выражения (7.40) получим

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{p_{00} v_{00}}{p_0 v_0}} \frac{\mu_1 - p_0}{\mu_{10} - p_{00}} \sqrt{\frac{p_{00} v_{00}^*}{p_0 v_0^*}} x_{00} \quad (8.29)$$

Таким образом, при увеличении начальной влажности, т.е. при $x_0 < x_{00}$, расход пара несколько возрастает, немного снизится располагаемый теплоперепад ЧВД. Недостаточно однозначно изменение при этом КПД проточной части ЧВД. С одной стороны, в первых ступенях потери от влажности могут снизиться, так как согласно § 2.8 и 4.4 в случае практически насыщенного мелкодисперсного пара перед сопловой решеткой

первой ступени потери в связи с неравномерностью процесса могут быть значительными а при повышенной на входе в ступень влажности и обычно дополнительным выпадением капель влаги они могут даже несколько понизиться. С другой стороны в последних ступенях ЦВД при повышенной начальной влажности возрастает и степень влажности, и доля в ней крупной влаги, т. е. потери возрастут. Несколько при этом усложняются условия работы СПП.

Аналогично выводу формул этого параграфа можно при изменении начальной ступени сухости x_0 записать

$$\Delta N_i = \left[\frac{1}{G_0} \frac{\partial G_0}{\partial x_0} + \frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial x_0} + \frac{1}{\eta_{01}} \frac{\partial \eta_{01}}{\partial x_0} \right] \Delta x_0 \quad (8.30)$$

8.10. ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ ОТРАБОТАВШЕГО ПАРА НА МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ

Большое влияние на экономичность турбины имеет давление отработавшего пара. Как отмечалось, давление в конденсаторе изменяется в широких пределах в зависимости от времени года, в связи с изменением температуры охлаждающей воды поступающей в конденсатор. Могут меняться расход охлаждающей воды, загрязняться трубки конденсаторов, быть большими или меньшими присосы воздуха. Все это влияет на давление p_k и соответственно на давление пара за последней ступенью p_z . Следует учитывать также то, что одни и те же турбины выпускаются заводами для установки в различных районах страны и для экспорта, где разными оказываются не только климатические условия, но и способы и источники водоснабжения электростанций. Более того в настоящее время на крупных турбинах, имеющих обычно несколько ЦНД и соответственно несколько конденсаторов, используется метод последовательного прохождения охлаждающей воды через конденсаторы, в результате чего в различных потоках ЦНД давления p_k и p_z различны.

Поэтому давление отработавшего пара обычно не сохраняется постоянным, и отклонения этого давления от расчетной величины значительны. Так, например, при проточном водоснабжении давление в конденсаторе может изменяться от 2 кПа (в зимние месяцы) до 8–10 кПа (в летние месяцы). Другими словами абсолютное давление отработавшего пара конденсационно-турбины изменяется в 4–5 раз, и это существенно сказывается на работе последних ступеней и всего ЦНД конденсационных турбин.

Точно так же регулируемое давление турбин с противодавлением и турбин с промежуточным отбором пара может устанавливаться на различные уровни.

Рассматриваемое ниже влияние изменения давления отработавшего пара на мощность турбины относится к последним ступеням конденсационных турбин и турбин с противодавлением а также к последним ступеням перед камерой отбора теплоты конденсационных турбин (см. гл. 9).

В дальнейшем предполагается, что при изменении давления отработавшего пара расход сохраняется постоянным а следовательно, и затраты теплоты также не меняются. Поэтому выраженные в процентах изменение мощности турбины при отклонениях давления эквивалентно изменению ее экономичности при постоянной мощности.

Поскольку изменение конечного давления главным образом сказывается на режиме работы ступени, то в основу расчета положим анализ переменного режима работы последней ступени, проведенный в § 7.4.

В этом параграфе было показано, что начиная с режима, когда в минимальном сечении рабочей решетки последней ступени возникает критическая скорость т. е. w_{2k} , а, следовательно, давления за ступенью p_z при $G_0 = \text{const}$ не вызовет изменения давления пара перед этой ступенью. Таким образом, все изменение мощности турбины будет происходить лишь за счет изменения мощности последней ступени.

В связи с этим и для всей турбины исследование влияния изменения конечного давления следует провести отдельно для двух областей:

а) докритической, когда в рабочей решетке последней ступени скорость пара меньше скорости звука;

б) закритической, которая начинается с режима, когда в выходном сечении рабочей решетки устанавливается скорость звука.

Подсчет изменения мощности будет производиться по сравнению с той мощностью, которую развивает турбина при достижении критической скорости в выходном сечении рабочей решетки последней ступени. Обозначим давление за ступенью, соответствующее этому режиму, $p_z - p_{z0}$ (рис. 8.28). Остальные параметры при этом также обозначим индексом 0.

При докритическом течении пара в рабочей решетке

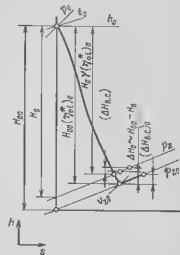


Рис. 8.28 К расчету влияния конечного давления на мощность турбины

последней ступени напомним мощность турбины в такой форме

$$N_i = G (H_0 \eta_{oi}^{**} - 0.5 c_2^2), \quad (8.31)$$

где $H_0 \eta_{oi}^{**}$ внутренняя мощность турбины, подсчитанная без учета потери с выходной скоростью, $c_2^2/2$ — кинетическая энергия потока пара, покидающего турбину η_{oi}^{**} — относительный внутренний КПД турбины, который взят без учета потери с выходной скоростью. При изменении прогибодавления p_z изменяется располагаемый теплоперепад H_0 и потери с выходной скоростью. Что касается η_{oi}^{**} , то согласно § 7.4 особенно при значительных изменениях p_z также нельзя считать, что он сохраняется неизменным.

Поэтому примем, что $\eta_{oi}^{**} = \gamma (\eta_{oi}^{**})_0$, где $(\eta_{oi}^{**})_0$ относится к режиму с $w_{21} = a_*$, а коэффициент $\gamma < 1$ зависит от p_z/p_{z0} , $(d/l)_z$ и других параметров последней ступени (см. § 7.4) и всей турбины.

Определим как изменится мощность турбины по сравнению с мощностью подсчитанной для случая, когда в выходном сечении рабочей решетки возникла скорость a_* , если давление за последней ступенью возросло и течение пара перешло в область дозвуковых скоростей. Обозначая индексом 0 параметры, отвечающие критической скорости $w_{21} = a_*$, напомним приращение мощности

$$\Delta N_i = N_i - N_{i0} = G [(H_0 - H_{00}) (\eta_{oi}^{**})_0 - 0.5 (c_2^2 - c_{20}^2)]. \quad (8.32)$$

При этом, очевидно, что ΔN_i как правило, будет отрицательной величиной, так как $H_0 < H_{00}$. Для дальнейших преобразований будем пользоваться уравнением идеального газа, несмотря на то, что для влажного пара, в области которого лежит процесс расширения конденсационных турбин, такое предположение можно рассматривать лишь как грубое приближение.

Составим уравнение неразрывности для того случая, когда в выходном сечении рабочей решетки возникает критическая скорость

$$\frac{G_i}{F_2} = \mu_2 \frac{a_*}{l},$$

кроме того, воспользуемся зависимостью звуковой скорости от параметров потока

$$a_*^2 = \kappa p_0 / \rho$$

Найдя из последнего соотношения ρ_* и подставив его в уравнение неразрывности, получим

$$\frac{p_0}{G_*} = \frac{a_*}{\mu_2 \kappa F_2}. \quad (8.33)$$

Далее представим теплоперепады

$$H_0 = \frac{1}{\kappa - 1} (p_0 v_0 - p_z v_z),$$

$$H_{00} = \frac{1}{\kappa - 1} (p_0 v_0 - p_{z0} v_{z0}),$$

а их разность, приняв в первом приближении $\gamma = 1$

$$H_0 - H_{00} = \frac{1}{\kappa - 1} (p_{z0} v_{z0} - p_z v_z) - \frac{1}{\kappa - 1} p_{z0} v_{z0} [1 - (p_z/p_{z0})^{\frac{1}{\kappa - 1}}] \quad (8.34)$$

Рассматривая выходной треугольник скоростей, напомним

$$c_2^2 = w_2^2 - 2w_1 w_2 \cos \beta_2 + u^2 \quad (8.35)$$

Подставляя это выражение в равенство (8.32) и учитывая, что $p_{z0} = p_*$, $v_{z0} = v_*$, $w_{20} \approx a_*$, находим

$$\begin{aligned} \Delta N_i = G \left\{ \frac{1}{\kappa - 1} p_* v_* [1 - (p_z/p_*)^{\frac{1}{\kappa - 1}}] (\eta_{oi}^{**})_0 - 0.5 [(w_2^2 - a_*^2) - \right. \\ \left. - 2u \cos \beta_2 (w_2 - a_*)] \right\} - G a_*^2 \left\{ \frac{1}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \right] (\eta_{oi}^{**})_0 - \right. \\ \left. 0.5 a_*^2 \left[\left(\frac{w_2}{a_*} \right)^2 - 1 \right] + u a_* \cos \beta_2 \left(\frac{w_2}{a_*} - 1 \right) \right\} = \\ = G a_*^2 \left\{ \frac{1}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \right] (\eta_{oi}^{**})_0 - \right. \\ \left. 0.5 \left[\left(\frac{w_2}{a_*} \right)^2 - 1 \right] + \frac{u \cos \beta_2}{a_*} \left(\frac{w_2}{a_*} - 1 \right) \right\} \quad (8.36) \end{aligned}$$

Выразив отношение скоростей через отношение давлений

$$\frac{w_2}{a_*} = \frac{1}{v} \left(\frac{p}{p_z} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

и обозначив $\varepsilon_z = p_z/p_{z0}$, преобразуем формулу (8.36)

$$\begin{aligned} \frac{\Delta N_i}{G} = a_*^2 \left\{ \frac{1}{\kappa - 1} \left[1 - \varepsilon_z^{\frac{1}{\kappa - 1}} \right] (\eta_{oi}^{**})_0 - \right. \\ \left. - 0.5 \left(\varepsilon_z^{\frac{2}{\kappa - 1}} - 1 \right) + \frac{u \cos \beta_2}{a_*} \left(\varepsilon_z^{\frac{1}{\kappa - 1}} - 1 \right) \right\} \quad (8.37) \end{aligned}$$

Для перегретого пара или газа нетрудно найти критическую скорость в среде, покидающей рабочую решетку последней ступени. В случае конденсационной турбины, когда пар влажный, можно принимать приближенно критическую скорость равной $a_c \approx 375$ м/с. Следует также заметить, что при различных режимах работы конденсационной турбины подсосатное для какого-либо режима произведение p_1 , сохраняется почти постоянным, а следовательно, и скорость a_c мало меняется при изменении расхода пара и конечного давления.

Формула (8.37) показывает, что изменение удельной мощности $\Delta N_i/G$ помимо конструктивных величин зависит только от ϵ_z , p_1/p_2 . В свою очередь, замечая, что $p_1/G = a^2/(2F_2)$, и подставляя эту постоянную для рассматриваемой ступени величину в отношение ϵ_z , можно представить изменение удельной мощности в области дозвуковых режимов как функцию одной переменной

$$\frac{\Delta N_i}{G} = f\left(\frac{p_1}{G}\right)$$

Для режимов со сверхкритической скоростью истечения пара из рабочей решетки последней ступени зависимость изменения мощности турбины от давления отработавшего пара находится на основании следующих соображений.

Как отмечалось выше, при достижении критической скорости и последующем расширении в косом срезе рабочей решетки расширение пара в турбине от начального состояния до критического сечения последней ступени остается неизменным при изменениях давления отработавшего пара. Таким образом, отклонение мощности турбины определяется лишь изменением мощности последней ступени вследствие расширения пара в косом срезе.

Запишем мощность последней ступени

$$N_{1z} = G(u_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) k_{\text{вн}}, \quad (8.38)$$

здесь коэффициент $k_{\text{вн}}$ учитывает понижение мощности при работе в области влажного пара (см. § 4.4).

После того как относительная скорость выхода пара из рабочей решетки достигнет критической скорости $w_2 = a_c$, дальнейшее расширение пара будет вызывать рост скорости с одновременным отклонением потока в косом срезе так что $w_2 > a_c$. При этом приращение мощности последней ступени найдется как разность

$$\Delta N_{1z} = G[w_2 \cos(\beta_2 + \delta) - a_c \cos \beta_2] k_{\text{вн}}, \quad (8.39)$$

Выразим приращение кинетической энергии, вызванное дозвуковым расширением

$$\frac{w_2^2}{2} - \frac{a_c^2}{2} = \frac{\gamma p_1}{\gamma - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon_z^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}\right) \quad (8.40)$$

Решая это равенство относительно w_2 , можно после преобразований найти

$$w_2 - a_c = \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \left(1 - \frac{2}{\gamma+1} \epsilon_z^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}\right)} \quad (8.41)$$

С другой стороны по формуле (2.53) найдем синус угла потока при выходе из рабочей решетки

$$\sin(\beta_2 + \delta) - \sin \beta_2 = \frac{w_2 - a_c}{c} \frac{a_c}{w_2} = \frac{1}{\epsilon_z^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \sin \beta_2, \quad (8.42)$$

Пользуясь этими выражениями, подставляя их в (8.39) и производя преобразования, получаем

$$\begin{aligned} \Delta N_{1z} &= G u_1 \left[w_2 \sqrt{1 - \frac{\sin^2(\beta_2 + \delta)}{\sin^2 \beta_2}} - a_c \cos \beta_2 \right] k_{\text{вн}}, \\ \frac{\Delta N_{1z}}{G} &= u_1 \epsilon_z^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \left[\sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \left(1 - \frac{2}{\gamma+1} \epsilon_z^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}\right)} - \cos \beta_2 \right] k_{\text{вн}} \end{aligned} \quad (8.43)$$

Так же как в области докритических скоростей в рабочей решетке, приращение мощности турбины в зависимости от давления отработавшего пара определяется относительным давлением $\epsilon_z = p_1/p_2$, а следовательно может быть выражено как функция отношения p_1/G .

Поскольку удельное приращение мощности в основном зависит только от $\frac{p_1}{G} f\left(\frac{p_1}{G}\right)$ то зависимость $\Delta N_i/G$ от p_1/G получила название универсальной кривой приращения мощности от давления в конденсаторе и может быть легко перестроена для различных пропусков пара G .

Увеличение мощности по мере понижения давления отработавшего пара происходит до тех пор, пока не будет достигнуто предельное расширение в косом срезе. Как было показано в § 2.5, это предельное давление определяется отношением

$$\epsilon_{\text{пр}} = \epsilon_z (\sin \beta_2)^{\frac{2\gamma}{\gamma+1}} \quad (8.44)$$

Дальнейшее понижение давления не вызывает увеличения проекции $w_2 \cos(\beta_2 + \delta)$ т. е. при $G = \text{const}$ не сопровождается ростом мощности. Таким образом, при $\epsilon_z < \epsilon_{\text{пр}}$ универсальная кривая имеет горизонтальный участок

На рис 8 29 как пример построена универсальная зависимость для конденсационной турбины. Последняя ступень этой турбины имеет следующие размеры: средний диаметр $d = 2400$ мм, длина лопатки $l = 900$ мм, окружная скорость на среднем диаметре $u = 377$ м/с, угол выхода $\beta_{2a} = 35^\circ$. Построенная на рис 8 29 универсальная кривая подсчитана по уравнениям (8 37) и (8 43), которые, как было указано выше, справедливы для идеального газа, а для насыщенного пара можно было бы использовать как первое приближение. Однако чтобы скоро универсальность зависимости предыдущими выводами доказана, можно универсальную кривую подогнать не по этим уравнениям, а непосредственно пользуясь h , s -диаграммой или уравнениями для водяного пара.

Приближенность построения универсальной кривой связана также и с тем, что в основу расчета были положены средние параметры пара: средняя окружная скорость и неизменный по радиусу угол β_{2a} . В действительности в последних ступенях конденсационных турбин с малыми d/l все эти величины переменны по радиусу. Поэтому более точное решение может быть получено, если для каждого значения p_2/G величину $\Delta N_i/G$ находить как результат интегрирования по радиусу ступени. Однако с учетом коэффициента γ погрешность подсчета по средним параметрам обычно не столь велика [45].

В то же время если ступень спроектирована так, что осевая составляющая скорости c_{2a} не остается одинаковой по всей высоте ступени, то в случае, когда по приведенному выше усредненному расчету полностью исчезает расширятельная способность ского среза рабочей решетки и дальнейшее понижение давления p_2 согласно формуле (8 43) не должно привести к увеличению мощности, то в каких-то сечениях окажется, что $c_{2a} < a$, и понижение давления p_2 будет сопровождаться ростом мощности.

Это подтверждается и детальным каазишпространственным расчетом последней ступени и всего ЦНД при переменных режимах и опытно, при испытаниях на электростанциях. Для всей турбоустановки при ее эксплуатации важна не зависимость $N_i = f(p_2)$, а зависимость $N_i = f(p_k)$, где, напомню, p_k — давление в конденсаторе. Разница между давлениями p_2 и p_k определяется аэродинамическими характеристиками выходного патрубка (см § 5 4), которые зависят от скорости пара на входе в патрубок, т. е. на выходе из последней ступени. Поэтому для построения зависимости $N_i = f(p_k)$ кроме приведенного выше расчета переменного режима последней ступени необходимо знать характеристику патрубка. Расчет универсальной кривой поправкам на вакуум с учетом характеристики патрубка представлен в [45].

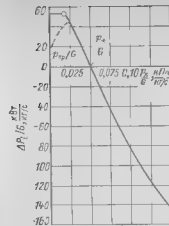


Рис 8 29 Пример универсальной зависимости приращения мощности ΔN_i конденсационной турбины от конечного давления:
влияние отбора пара в подогреватель низкого давления

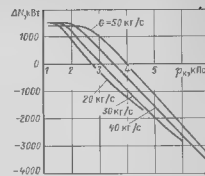


Рис 8 30 Зависимость мощности ΔN_i турбины от конечного давления при различных пропусках пара

На рис 8 29 и 8 30 по оси абсцисс отложено давление в конденсаторе p_k , которое в данном расчетном примере принято $p_k = p_2$.

Пользуясь формулами этого параграфа, следует учитывать также изменение расхода пара через последний отсек турбины в зависимости от давления в конденсаторе. Снижение давления пара в конденсаторе и, следовательно, уменьшение энтальпии воды на входе в последний (по потоку пара) подогреватель вызывает необходимость дополнительного отбора пара в этот подогреватель, так как энтальпия воды на выходе из него практически не меняется. С учетом этого на универсальной кривой на рис 8 29 вместо участка неизменной мощности $p_2/G < 0,05$ кПа с/кг пунктиром показана кривая, характеризующая уменьшение мощности при снижении давления p_k .

Пользуясь универсальной кривой, легко построить сетку кривых изменения мощности одного потока турбины от давления отработанного пара при разных пропусках пара в конденсатор. Такая сетка нанесена на рис 8 30. Если исключить области, близкие к предельному вакууму, то наклоны этих линий одинаковы и сами линии близки к прямым. При изменении давления на 1 кПа мощность в данном примере изменяется приблизительно на 1000 кВт на один поток низкого давления, т. е. приблизительно на 1% номинальной мощности четырехпоточной турбины 400—500 МВт.

Следует особо подчеркнуть, что если зависимость мощности турбин от давления отработавшего пара определяется экспериментально, то эту зависимость достаточно найти для одного постоянного расхода пара в конденсатор, после чего, пользуясь универсальностью зависимости $\Delta N/G$ от p_2/G , ее можно перестроить для любого иного расхода пара.

Вопросы к восьмой главе

1. Что такое система парораспределения? Какие известны виды парораспределения?
2. Зависит ли коэффициент дросселирования $\eta_{др}$ при дросселированном парораспределении от числа ступеней в проточной части?
3. Чем определяется изменение относительного электрического КПД турбоагрегата при изменении нагрузки турбины с дроссельным парораспределением?
4. Каковы особенности переменного режима работы турбин насыщенного пара?
5. Каковы конструктивные особенности турбин с сопловым парораспределением?
6. Как определяются параметры пара перед нерегулируемыми ступенями? Как и когда меняется расход пара через полностью открытые клапаны при изменении общего расхода пара через турбину?
7. При каком режиме и почему регулирующая ступень имеет наибольший располагаемый теплоперепад? Какому режиму работы турбины соответствуют наибольшие изгибающие напряжения в лопатках регулирующей ступени?
8. В каких случаях целесообразно использование обводного парораспределения? Как и почему уменьшается расход пара через основную ступень при открытии обводного клапана (случай внешнего обвода)? Как при этом меняется КПД турбины?
9. В чем преимущества внутреннего обводного парораспределения? Как оно организовано? Изобразите в h - s -диаграмме процессы расширения пара в турбине при номинальном режиме работы и при частично открытом внутреннем обводном клапане.
10. Как влияет расчетный теплоперепад регулирующей ступени на КПД турбины при номинальном и частичном расходе пара?
11. Почему в турбине К 1200 235 применено дроссельное парораспределение? Почему подавляющее большинство турбин насыщенного пара проектируется с дроссельным парораспределением?
12. Что называется режимом холостого хода турбоагрегата? На преодоление каких потерь в турбоагрегате расходуется пропуск пара при холостом ходе?
13. Как при холостом ходе турбоагрегата меняются КПД регулирующей ступени промежуточных ступеней высокого и среднего давления, последних ступеней низкого давления? Как зависит расход пара при холостом ходе конденсационной турбины от давления в конденсаторе?
14. Что такое регулирование нагрузки турбины скользящим давлением? Какие преимущества этого способа?
15. Как при частичном расходе пара меняется использованный теплоперепад ЧВД турбины при работе с постоянным и скользящим давлением свежего пара? Проанализируйте это сравнение для турбин с дроссельным и сопловым парораспределением. Проведите это сравнение по абсолютному КПД турбоустановки.

16. Какие дополнительные преимущества имеет скользящее давление при турбинном приводе питательного насоса?

17. Что такое комбинированная система регулирования нагрузки?

18. Каковы особенности работы турбин АЭС при регулировании мощности скользящим давлением?

19. Как при изменении расхода пара меняется осевое усилие воспринимаемое упорным подшипником? При каком режиме это усилие оказывается наибольшим для конденсационной турбины, для турбины с противодавлением для турбины с обводным парораспределением? Как при этом анализе влияет конструкция турбины?

20. Как сказывается отклонение начального давления пара на мощность турбины? Рассмотрите случай неизменного при этом расхода пара при дроссельном и идеальном и реальном сопловом парораспределении.

21. Как влияет изменение начальной температуры пара на мощность турбины? Вследствие каких факторов меняется мощность при снижении начальной температуры пара? Как влияет на мощность турбины изменение температуры промежуточного перегрева?

22. Как сказывается на мощности турбины насыщенного пара изменение алкажности свежего пара?

23. По каким причинам при неизменном расходе пара может меняться давление в конденсаторе?

24. В чем принципиальное различие расчетов переменного режима работы турбины при до- и закритическом режимах течения в рабочей решетке последней ступени?

25. В чем заключается универсальность зависимости мощности турбины от изменения давления в конденсаторе?

26. Что такое предельный вакуум? Как он меняется в зависимости от расхода пара?

27. Какие допущения и упрощения обычно принимаются при расчетном определении универсальной кривой поправок на вакуум?

28. Как влияет оборот пара в последний по потоку пара ПНД турбоустановки на характер универсальной зависимости поправок на вакуум и величину предельного вакуума?

Глава девятая

ТУРБИНЫ ДЛЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ВЫРАБОТКИ ТЕПЛОТЫ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

Общая оценка тех экономических преимуществ, которые связаны с комбинированной выработкой теплоты и электрической энергии, была дана в § 14. Экономический выигрыш при использовании теплоты отработавшего в турбине пара определяется тем, что скрытая теплота парообразования, которая в конденсационных установках теряется с охлаждающей водой

конденсаторов в установках построенных для комбинированной выработки теплоты и электрической энергии, полностью или частично используется для покрытия бытовых или промысловых потребностей прилегающего к электростанции района

Турбины, которые не только служат приводом генератора электрического тока, но и снабжают теплотой внешних потребителей, получили общее название теплофикационных турбин и разделяются на следующие основные типы

- турбины с противодавлением,
- турбины с одним регулируемым отбором пара;
- турбины с регулируемым отбором пара и противодавлением,
- турбины с двумя регулируемыми отборами пара,
- турбины с отборами нерегулируемого давления

9.1. ТУРБИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Схема установки турбины с противодавлением показана на рис 91. Свежий пар подводится из котла с давлением p_0 и направляется в турбину 1, где происходит расширение пара до давления p_0 . Отработавший в турбине 1 пар поступает в сетевые подогреватели (бойлеры) откуда подогретая вода идет к тепловому потребителю. Для отопления применяется пар с давлением $p_a = 70 \dots 250$ кПа, для промышленных целей требуется пар более высокого давления p_a от 0,4 до 0,7 МПа, а в некоторых случаях до 1,3 \dots 1,8 МПа (см табл 13 и 14).

Пар, покидающий турбину с противодавлением, расходуется лишь в том количестве, которое необходимо тепловому потребителю. Поэтому мощность, развиваемая турбиной с противодавлением связана с нагрузкой теплового потребителя. В самом деле, мощность турбины выражается равенством

$$N_g = G H_0 \eta_o,$$

Поскольку η_o при постоянных параметрах пара зависит только от пропуска пара через турбину, а располагаемый теплоперепад не меняется мощность турбины с противодавлением однозначно определяется расходом протекающего через нее пара. Очевидно что турбина с противодавлением работая изолированно, не может полностью обеспечить потребителей электроэнергией так как график потребления электроэнергии, как правило, не совпадает с графиком теплового потребления. Поэтому в современных энергетических системах турбины с противодавлением обычно не устанавливаются изолированно а применяются для параллельной работы с конденсационными турбинами (рис 91)

При такой параллельной работе турбина с противодавлением вырабатывает лишь ту электрическую мощность, которая

определяется пропуском пара, идущего к тепловому потребителю, в то время как остальную выработку электрической энергии обеспечивают конденсационные турбины

Само собой разумеется, что необязательно турбины с противодавлением и конденсационные турбины должны устанавливаться на одной и той же электростанции. Важно, чтобы их генераторы были включены на общую электрическую сеть. Это позволяет рационально распределить нагрузку между турбинами

Работая по тепловому графику, турбина с противодавлением покрывает лишь часть электрической нагрузки, остальная электрическая нагрузка ложится на конденсационную турбину. В часы максимальных тепловых нагрузок в линию теплового потребителя добавляется редуцированный свежий пар в том случае, если расход пара, требуемый тепловым потребителем, превышает максимальную пропускную способность турбины с противодавлением. Установленный редуктор давления пара 3 позволяет также снабдить теплового потребителя паром в периоды ремонтов турбины с противодавлением.

То обстоятельство, что мощность, развиваемая турбиной с противодавлением, целиком определяется нагрузкой теплового потребителя, часто не позволяет достаточно эффективно использовать установленную мощность турбогенератора, а это в свою очередь ограничивает область применения турбин с противодавлением.

В самом деле, допустим, что турбина с противодавлением должна обслуживать систему отопления. В этом случае значительная нагрузка турбины достигается лишь в холодные зимние месяцы, при большом расходе теплоты на отопление. В летнее время, когда отопление не требуется, турбина может оказаться совсем без нагрузки, и тогда не только сама турбина но и связанное с ней электрическое оборудование не используются. Поэтому турбина с противодавлением целесообразна при таких тепловых потребителях, нагрузка которых держится на достаточно высоком уровне круглый год, например для химического производства. Давление пара, идущего к тепловому потребителю, как правило, требуется поддерживать постоянным.

Аналогично приведенному в § 12 уравнению моментов, связывающему изменение электрической нагрузки с частотой вращения ротора турбины, можно написать уравнение расходов, связывающее тепловую нагрузку с противодавлением турбины

$$\frac{V}{RT} \frac{dp}{dt} = G_1 - G_2 \quad (91)$$

здесь V емкость паропровода, ведущего от турбины к тепловому потребителю, G_1 секундный расход пара

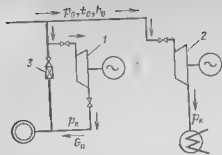


Рис 9.1 Принципиальная схема установки с турбиной с противодавлением и конденсационной турбиной
1 турбина с противодавлением, 2 конденсационная турбина, 3 регулирующая установка

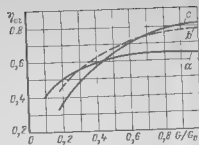


Рис 9.2 Изменение КПД турбины с противодавлением в зависимости от расхода пара при разной доле расчётного теплоперепада регулирующей ступени $H_{\text{рег}}^{0.1}$ от всего теплоперепада турбины H_0

проходящего через систему регулирующих клапанов турбины, G_2 секундный расход пара отдаваемый потребителю, p и T давление и температура отработавшего в турбине пара, точнее принять $RT = pr$

Уравнение (9.1) показывает, что давление отработавшего в турбине пара будет сохраняться постоянным лишь в том случае, если количество пара G_1 прошедшего через турбину равно количеству пара, идущему к тепловому потребителю. Если G_2 больше G_1 , то $dp/dt < 0$, т.е. давление пара понижается. И наоборот, если $G_1 > G_2$, то давление p растёт.

Таким образом, всякое нарушение равенства между количеством пара, идущего от турбины, и количеством пара расходуемого тепловым потребителем, приводит к изменению давления отработавшего пара.

Для того чтобы турбина с противодавлением могла автономически поддерживать расход пара, необходимый тепловому потребителю, турбина помимо регулятора скорости снабжается регулятором давления.

Система регулирования при работе турбины по тепловому графику находится под воздействием регулятора давления. Если в том случае, если при работе по тепловому графику произойдет отключение агрегата от сети и генератор разгрузится до нуля, в работу под влиянием повышения частоты вращения вступит регулятор скорости.

В конструктивном отношении турбина с противодавлением отличается от конденсационной только тем, что в ней нет ступеней, работающих в области низких давлений (см. рис 10.35, 10.43). Поэтому турбина с противодавлением выполняется так же, как часть высокого давления конденсационной

турбины и обычно состоит из регулирующей ступени и ряда последующих нерегулируемых ступеней.

При выборе конструкции турбины с противодавлением решающее значение имеют объёмный пропуск пара, на который должна быть рассчитана турбина, и график нагрузки с которым турбина будет работать.

Поскольку в турбине с противодавлением нет ступеней, работающих при давлении ниже атмосферного, то отпадают все трудности связанные с проектированием лопаток для больших объёмных пропусков пара. Даже в турбинах с противодавлением, рассчитанных на очень большие массовые расходы пара высоты последних лопаток получаются умеренными. Расходы пара, которые могут быть пропущены через однополюсную турбину при работе ее с противодавлением, очень велики.

В § 8.1 было показано, что чем больше для всей турбины отношение давлений p/p_0 , тем сильнее сказываются потери от дросселирования пара в регулирующем клапане при недогрузке турбины. Поскольку в турбинах с противодавлением по сравнению с конденсационными турбинами отношение p/p_0 велико, дроссельное парораспределение в таких турбинах применять не рекомендуется.

Однако применение соотного парораспределения само по себе еще не определяет характера изменения экономичности при недогрузках турбины. Вместе с тем для турбины с противодавлением закон изменения КПД при уменьшении пропуска пара представляет особый интерес, так как такая турбина, обслуживая теплового потребителя, нередко должна работать с переменным в широких пределах расходом пара. В § 8.5 было показано, что КПД турбины при недогрузках сохраняется тем устойчивее, чем больший расчетный теплоперепад принят для регулирующей ступени.

При распределении расчетного теплоперепада между регулирующей и последующими ступенями следует иметь в виду, что чем меньше теплоперепад, принятый в качестве расчетного для регулирующей ступени, и чем соответственно больше общее число ступеней, тем выше может быть достигнут КПД при полной нагрузке, однако тем резче падает КПД турбины при уменьшении расхода пара.

На рис 9.2 показаны кривые изменения КПД в зависимости от относительного пропуска пара для трех вариантов выполнения турбины.

Кривая *a* построена для турбины состоящей из одной чувствительной ступени скорости, кривая *b* для турбины в которой при расчетной нагрузке 30% теплоперепада приходится на регулирующую ступень, в то время как остаток теплоперепада срабатывается в группе нерегулируемых ступеней.

Наконец, кривая ϵ относится к турбине, срабатывающей при расчетной нагрузке на регулирующей ступени 10% теплоперепада. Зависимости $\eta_{oi} = f(G)$ построены в предположении идеального соплового парораспределения, т.е. без учета дроселирования в частично открытом клапане.

Диаграмма рис. 92 показывает, что в тех случаях, когда турбина работает с меняющейся в широких пределах нагрузкой и когда число часов использования турбины при малых нагрузках велико, оказывается целесообразным выделить при расчетном режиме значительную долю теплоперепада на регулируемую ступень и всю машину выполнить с небольшим числом ступеней. Наоборот, чем ровнее предполагаемый график нагрузки турбины и чем ближе средняя по графику нагрузка к расчетной, тем рациональнее увеличивать число ступеней и сокращать долю теплоперепада, приходящуюся на регулируемую ступень при максимальной нагрузке.

9.2. ТУРБИНЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Нагрузка турбины с противодавлением целиком определяется тепловым потребителем, поэтому как отмечалось раньше турбина с противодавлением обычно не может устанавливаться изолированно и должна работать параллельно с конденсационными турбинами. Кроме того, мощность самой турбины с противодавлением и связанного с ней электрического оборудования зачастую используется далеко не полностью, поскольку тепловое потребление или связано с зимним периодом, или зависит от числа смен работающих в теплопотребляющем производстве.

Значительно лучшее использование оборудования достигается в турбинах с промежуточным отбором пара, в которых мощность может изменяться в широких пределах независимо от нагрузки теплового потребителя.

На рис. 93 схема типичски показана турбина с регулируемым промежуточным отбором пара. Турбина состоит из части высокого (ЧВД) 1 и части низкого давления (ЧНД) 2, связанной с конденсатором 3. Свежий пар подводится к турбине с давлением p_0 и температурой t_0 . Пар расширяется в ЧВД до давления p_n , которое поддерживается постоянным и должно быть выбрано в соответствии с потребностями теплового потребителя. Пройдя ЧВД, поток пара G_1 разветвляется на два потока. Пар в количестве G_2 направляется через регулируемые клапаны в ЧНД, где расширяется до давления p_k в конденсаторе. Остальной поток пара G_n идет к теплопотребителю. Таким образом ЧВД турбины с отбором

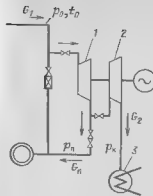


Рис. 93 Принципиальная схема установки с турбиной, имеющей регулируемый отбор пара

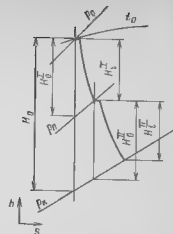


Рис. 94 Процесс расширения пара в h, s -диаграмме для турбины с регулируемым отбором пара

представляет собой турбину с противодавлением а ЧНД конденсационную турбину.

При отсутствии отбора пара из ЧВД на регенерацию можно написать

$$G_1 = G_n + G_2$$

Внутренняя мощность N_i турбины с промежуточным отбором пара является суммой мощностей ЧВД и ЧНД

$$N = N^I + N^II$$

На рис. 94 изображен процесс расширения пара в турбине с промежуточным отбором пара в h, s -диаграмме. Если принять обозначения рис. 94, то мощность ЧВД напишется так

$$N^I = G_1 H_0^I \eta_{oi}^I \quad (9.2)$$

а мощность ЧНД

$$N^II = G_2 H_0^{II} \eta_{oi}^{II} \quad (9.3)$$

Таким образом внутренняя мощность всей турбины будет равна

$$N_i = G_1 H_0^I \eta_{oi}^I + (G_1 - G_n) H_0^{II} \eta_{oi}^{II} - G_1 H_0 \eta_{oi} \quad G_n H_0^0 \eta_{oi}^0 \quad (9.4)$$

где $H_0 \eta_{oi}$ представляет собой использованный теплоперепад для потока пара прошедшего в конденсатор через обе части турбины.

Из уравнения (94) можно найти расход свежего пара, если заданы мощность турбины и количество пара, отбираемого для теплового потребителя и, кроме того, известны тепловые перепады и КПД отдельных частей турбины

$$G_1 \frac{N_1}{H_0 \eta_{ст}} + G_n \frac{H_n \eta_{ст}^n}{H_1 \eta_{ст}}$$

Для того чтобы давление отводимого к тепловому потребителю пара поддерживалось на постоянном уровне, помимо клапанов управляющих выпуском пара в ЧВД перед ЧНД турбины устанавливают также регулирующие клапаны. Изменения давления отбираемого пара воспринимаются регулятором давления.

Для того чтобы проследить зависимость между расходом свежего пара развиваемой турбиной мощностью и количеством отбираемого пара, построим диаграмму, которая связывает эти величины и называется диаграммой режимов.

Рассматривая ЧВД как турбину с противодавлением можно рассчитать ее переменный режим, построив зависимость внутренней мощности ЧВД от расхода пара через нее. Пусть эта зависимость изображается кривой ab диаграммы на рис 95. Здесь по оси абсцисс отложен относительный пропуск пара G_1/G_0 через ЧВД, а по оси ординат — мощность ЧВД N_1^i , выраженная в долях от максимальной внутренней мощности ЧВД N_0^i .

Относительный внутренний $\eta_{ст}^i$ зависит от расхода пара в связи с этим при изменении расхода пара температура отработавшего в ЧВД пара T_n также не сохраняется постоянной. На рис 95 нанесены кривые изменения $\eta_{ст}^i$ ЧВД турбины и изменения температуры T_n пара, выходящего из ЧВД.

Таким образом изменение пропуска пара через ЧВД приводит к тому, что температура пара перед ЧНД не остается постоянной и следовательно не сохраняется постоянным также и располагаемый теплоперепад ЧНД турбины H_0^i .

Примем за исходный тепловыпуск ЧНД теплоперепад H_0^i подсчитанный от состояния пара в конце процесса расширения ЧВД при расчетном пропуске пара через ЧВД, когда $\eta_{ст}^i$ достигает наибольшего значения. Очевидно, что H_0^i будет наименьшим из всех возможных располагаемых теплоперепадов ЧНД.

Считая теплоперепад H_0^i неизменным и производя расчет ЧНД при переменном режиме, находим кривую изменения внутренней мощности ЧНД в зависимости от расхода пара протекающего через нее. Такая кривая построена на рис 96, причем по оси абсцисс отложен расход пара G_2 через ЧНД, а по оси ординат — мощность ЧНД N_2^i , выраженная в долях от максимальной мощности ЧНД N_0^i .

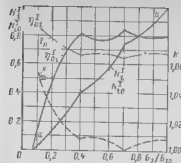


Рис 95. Мощность и КПД части высокого давления турбины с отбором в зависимости от расхода пара

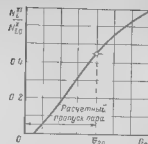


Рис 96. Мощность части низкого давления турбины с отбором в зависимости от расхода пара

Как было отмечено ординаты кривой рис 96 определяют внутреннюю мощность ЧНД при любом пропуске пара G_2 но при наименьшем располагаемом теплоперепаде ЧНД, равном H_0^i . При расходе пара через ЧВД, отличающемся от расчетного, мощность ЧНД при одном и том же пропуске пара также несколько возрастает благодаря увеличению располагаемого теплоперепада H_0^i . Приблизительно, приняв $\eta_{ст}^i \approx \text{const}$, можно считать, что в этом случае мощность ЧНД равна

$$N_2^i - N_0^i \frac{H_0^i}{H_0^i} - k_1 N_0^i \quad (95)$$

где N_0^i — внутренняя мощность ЧНД при действительном теплоперепаде H_0^i и N_0^i — внутренняя мощность ЧНД при наименьшем возможном для ЧНД теплоперепаде H_0^i , который соответствует расчетному пропуску пара через ЧВД. Очевидно, что поправочный коэффициент k_1 на который необходимо умножить полученную из диаграммы рис 96 мощность ЧНД, зависит только от пропуска пара через ЧВД.

Пользуясь линией изменения температур отработавшего в ЧВД пара можно по h - s -диаграмме построить кривую изменения k_1 . Для рассматриваемого нами примера эта кривая нанесена на диаграмме рис 95.

Здесь и в дальнейших расчетах предполагается, что давления пара перед и после ЧНД сохраняются постоянными при всех режимах. Если в целях уточнения расчета представляется желательным учесть изменение давления пара при его входе в конденсатор в зависимости от пропуска пара через ЧНД, то это уточнение трудно ввести, если известна характеристика конденсатора, т.е. закон изменения p_k от количества пара, идущего в конденсатор.

Если все предварительные данные, можно построить окончательную диаграмму режимов. Для этого перенесем

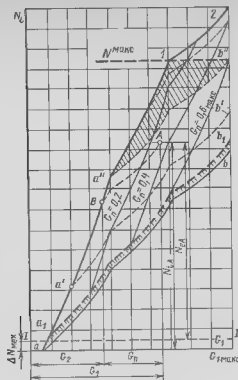


Рис 97. Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара

в диаграмму зависимости мощности от расхода пара (рис. 97). Мощность, определяемая кривой ab , соответствовала бы работе турбины с полным отбором пара, т.е. при $G_2=0$. Если предположить, что через ЧНД протекает постоянный расход пара, например $G_2=0,2G_{10}$, то развиваемая этим потоком пара внутренняя мощность найдется по формуле (95), причем коэффициент k_1 определяется на основании кривой рис 95 и зависит только от пропуска пара через ЧВД.

Суммируя мощности ЧВД и ЧНД, находим внутреннюю мощность турбины, которая соответствует пропуску пара G_1 через ЧВД и $G_2=0,2G_{10}$ через ЧНД. Повторяя тот же расчет при различных значениях G_1 , но при неизменном пропуске $G_2=0,2G_{10}$ и нанося суммарную мощность на диаграмму рис 97, находим линию ab , которая показывает изменение мощности турбины при постоянном пропуске пара через ЧНД.

Очевидно, что при заданном пропуске пара $G_2=0,2G_{10}$ через ЧНД расход пара через ЧВД может изменяться лишь в пределах от $G_1=0,2G_{10}$ до $G_1=G_{10}^{max}$. Случай, когда $G_1=0,2G_{10}$, соответствует чисто конденсационному режиму работы турбины ($G_n=0$), который отмечен точкой a на диаграмме рис. 97.

Повторяя таким же путем построение кривых для других пропусков пара через ЧНД, дополним диаграмму рис. 97 сеткой пунктирных линий. В результате область $a12ba$ представит собой диаграмму возможных режимов турбины с одним регулируемым отбором пара.

Линия $a12$ диаграммы рис. 97 соответствует конденсационному режиму турбины, при котором отбор пара равен нулю. Линия $a''b''$ изображает режимы турбины при расчетном пропуске пара через ЧНД, т.е. те режимы, когда регулирующие клапаны ЧНД открыты полностью, а давление пара перед ЧНД сохраняется равным p_n . Линия $b2$ представляет собой режимы турбины с максимальным пропуском пара через ЧВД. Наконец, линия ab представляет собой изменение мощности турбины при работе с полным отбором пара ($G_2=0$).

В действительности такой режим не должен быть допущен, так как вращение ротора ЧНД в корпусе, через который не пропускается пар, может привести к чрезмерному перегреву ротора из-за недостаточного отвода теплоты и к недопустимому снижению прочности материала лопаток, поэтому, как правило, через ЧНД должен быть всегда обеспечен небольшой пропуск пара. Этот минимальный пропуск пара обычно составляет от 5 до 10% расчетного пропуска через ЧНД. Таким образом, в качестве линии режимов с минимальным расходом пара через ЧНД необходимо рассмотреть кривую a_1b_1 , которая в данном примере соответствует $G_2=0,08G_{10}$.

Диаграмма рис. 97 показывает, что при расчетном пропуске через ЧНД наибольшая мощность турбины соответствует точке b'' , где одновременно достигаются наибольший пропуск пара через ЧВД и расчетный пропуск пара через ЧНД, равный в данном примере $G_{20}=0,4G_{10}$.

Если принять, что расход пара через ЧНД не должен превышать расчетного G_{20} , то, как видно из диаграммы рис. 97, при конденсационном режиме ($G_n=0$) мощность турбины (точка a'') будет значительно меньше той, которую турбина может развить при работе с отбором пара и при одновременном максимальном пропуске пара через ЧВД и расчетном пропуске пара через ЧНД (точка b''). Такое ограничение мощности турбины при конденсационной работе в большинстве случаев иррационально, и в нем нет необходимости. Если допустить повышение давления пара перед ЧНД, то через нее можно пропустить большее количество пара и даже при

конденсационном режиме достигнуть максимальной мощности $N_{\text{макс}}$ на которую рассчитан электрический генератор

Увеличение пропуска пара через ЧНД за счет повышения давления пара перед ней сопровождается некоторым снижением экономичности ЧНД, но позволяет в более широких пределах использовать мощность турбогенератора. Следует отметить, что повышение давления пара в камере регулируемого отбора уменьшает располагаемый теплоперепад ЧВД и его КПД, а следовательно, и мощность ЧВД. Допуская режимы с повышенным давлением пара перед ЧНД, в диаграмме режимов получаем дополнительную область, которая на рис. 9.7 заштрихована.

При пропуске пара $G_2 = 0.4G_{10}$, которому соответствует линия $a''b''$, клапаны ЧНД откроются полностью и дальнейшее увеличение пропуска пара через ЧНД достигается за счет роста давления в камере отбора пара. Очевидно что корпус ЧВД и примыкающие к нему трубопроводы отбираемого пара должны быть рассчитаны на максимальное давление, которое может возникнуть в камере отбора, на это же давление должны быть настроены предохранительные клапаны камеры отбора пара. В части низкого давления прочность рабочих лопаток и промежуточных диафрагм должна быть также рассчитана в соответствии с нагрузками, которые возникнут при максимальном пропуске пара.

Для того чтобы при произвольном режиме, который, например, изображен точкой A в диаграмме рис. 9.7, найти расход отбираемого пара, необходимо произвести следующие построения. Точка A непосредственно определяет расход подаваемого к турбине свежего пара. Проведя через точку A линию постоянного пропуска пара в ЧНД, найдем на пересечении линии AB с линией конденсационного режима точку B , которая определит пропуск пара G_2 в ЧНД. Расход отбираемого пара найдется как разность $G_n = G_1 - G_2$. Не представляет труда аналогичным построением найти линии режимов турбины с постоянным расходом отбираемого пара $G_n = \text{const}$. Такие зависимости построены на диаграмме рис. 9.7 тонкими сплошными линиями.

Все построение диаграммы режимов проводится для внутренних мощностей турбины. Имея в виду, что механические потери не зависят от нагрузки ($\Delta N_m = \text{const}$), можно построенную диаграмму использовать и для определения эффективной мощности турбины. Для этого, откладывая по оси ординат отрезок ΔN_m и принимая за начало отсчета мощности линию $I-I$, получаем

$$(\Delta N_e)_A = (N_A) - \Delta N_m$$

В том случае, если требуется построить диаграмму режимов для электрической мощности турбогенератора, надо при сум-

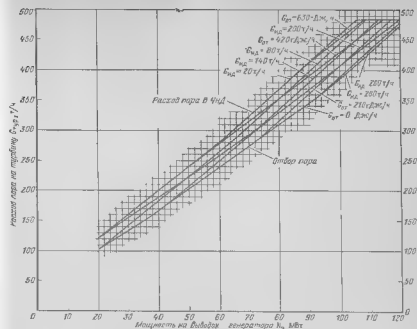


Рис. 9.8. Диаграмма режимов турбины Т-110/120-12.8-3 при работе с одним регулируемым отбором пара

мировании мощностей ЧВД и ЧНД вычест из суммарной внутренней мощности механические потери и потери в электрическом генераторе. Последние зависят от нагрузки генератора и, следовательно, могут быть построены в зависимости от внутренней мощности турбины.

Часто при построении диаграммы режимов по оси абсцисс откладывают мощность, а по оси ординат — расходы свежего пара. В таком случае она примет вид, представленный на рис. 9.8, где показана диаграмма турбины Т-110/120-12.8-3 ТМЗ при работе с одним регулируемым отбором пара. Иногда строится упрощенная диаграмма режимов с прямыми линиями (рис. 9.9). При этом связь между отбором пара, мощностью и расходом свежего пара может быть выражена аналитически достаточно просто

$$G_1 = G_{x,x} + d_1(1-x)N_1 + H G_n$$

где $G_{x,x}$ — расход пара, необходимый для холостого хода $x = G_{x,x}/G_1$ — коэффициент холостого хода, $d_1 = G_1/N_{x,x}$ — удельный расход пара при полной нагрузке и конденсационном режиме; $H = H_0^* \eta_{oi} / H_0 \eta_{oi}$ — отношение использованных теплоперепадов части низкого давления и всей турбины

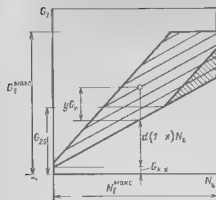


Рис 9.9 Упрощенная диаграмма режимов турбины с одним отбором пара

ном расходе отбираемого пара меньше той, которая соответствует мощности ЧВД.

С другой стороны, очевидно, что при работе с полным отбором пара турбина обычно не может развивать полную мощность (см. точку b_1 диаграммы режимов) или при полной электрической нагрузке максимальный отбор пара не может превышать величины, которая, например, соответствует линии постоянного отбора $G_{\text{н}} - 0,6G_{10}$ в диаграмме режимов (рис 9.7). Во всех тех случаях, когда по условиям электрической нагрузки турбины от нее не может быть отобран достаточно большой расход пара, в линии теплового потребителя добавляется свежий регенерированный пар и, таким образом, практически достигается любой режим, требуемый тепловым и электрическим потребителями.

В турбинах с отбором пара обычно применяется система регенеративного подогрева питательной воды. Построение диаграммы режимов в этом случае становится более сложным, так как необходимо рассматривать перемещенный режим всей установки.

Турбины с регулируемым отбором пара наиболее распространены на современных ТЭЦ, так как эти турбины в широком диапазоне режимов удовлетворяют запросам потребителей электроэнергии и теплоты и при этом можно использовать оборудование независимо от времени года.

Однако нельзя забывать, что универсальность использования турбины с промежуточным отбором пара достигается ценой некоторого снижения экономичности при отдельных режимах. В самом деле, например, при конденсационном режиме такой турбины при полной нагрузке часть высокого давления ока-

зывается незагруженной по пропуску пара в то время как часть низкого давления перегружена. Такой режим турбины с отбором очевидно, менее экономичен, чем режим конденсационной турбины. Понижение экономичности скажется особенно сильно, если при неполных нагрузках и конденсационном режиме или режиме с малыми отборами пара включено в работу регулирование давления промежуточного отбора. В этом случае возникают дополнительные потери дросселирования пара, перетекающего в часть низкого давления.

Точно так же при работе с большими отборами пара турбина с промежуточным отбором оказывается в менее благоприятных условиях, чем турбина с противодавлением, потому что при малом пропуске пара через часть низкого давления последняя работает с низким КПД или даже потребляет мощность.

Очевидно, что наибольшая экономичность турбины с промежуточным отбором пара достигается при тех режимах, когда через каждую часть протекает оптимальный, обычно расчетный, расход пара.

Если режимы, при которых в основном будет эксплуатироваться турбина, известны наперед, то при проектировании можно так выбрать расчетные пропуски пара, чтобы обеспечить наибольшую экономичность при длительной эксплуатации. Так, например, если известно, что при чисто конденсационном режиме турбина должна развивать лишь небольшую мощность и что электрическая нагрузка турбины возрастает с ростом отбора пара, то расчетный пропуск через ступени низкого давления может быть выбран так, чтобы при чисто конденсационном режиме турбина принимала лишь частичную нагрузку или значительные нагрузки осуществлялись при существенном снижении экономичности. Это позволит сократить размеры лопаток ступени низкого давления, удешевит турбину и сократит дополнительные потери при ограниченном пропуске пара в ЧВД. Наоборот, если от турбины требуется лишь небольшой отбор пара, то ступени низкого давления рассчитываются на пропуск пара, отвечающий конденсационной работе с полной мощностью, а ступени части высокого давления на пропуск пара, лишь незначительно превышающий эту величину.

Для турбин с отопительным отбором пара, у которых в летнее время отбор пара существенно сокращается, обычно приходится рассчитывать ступени низкого давления на полный конденсационный пропуск пара. Следует учесть, что при этом несколько повышается давление в конденсаторе, что объясняется, с одной стороны, высокой температурой охлаждающей воды, с другой — большей нагрузкой конденсатора.

Выбор расчетных режимов теплофикационных турбин подробно описан в [2].

Обычно в основу этого выбора закладываются следующие положения

1 Максимальная конденсационная мощность турбин с отопительным отбором пара обеспечивается при полном расходе пара через турбину. Это позволяет полностью использовать оборудование ТЭЦ при конденсационном режиме, а в отопительный период получить дополнительную электрическую мощность, если ограничить тепловую нагрузку. В то же время для турбин с производственным отбором пара, который, как правило, мало меняется в течение всего года, целесообразно, чтобы конденсационная мощность была равна или даже меньше номинальной а не больше ее, что характерно для турбин с отопительными отборами пара.

2 Число потоков в ЦНД и размеры последней ступени, т.е. суммарная кольцевая площадь ΣD , выбираются меньшими, чем для конденсационных турбин той же мощности и тех же начальных параметров. Это объясняется, с одной стороны, тем что теплофикационные турбины, устанавливаемые в черте города, как правило, рассчитываются на оборотное водоснабжение с повышенной температурой охлаждающей воды и тем самым с повышенным давлением в конденсаторе p_k . Поскольку в зимний период при пониженных значениях $t_{ох.в}$ расходы пара в конденсатор невелики, то и технико-экономически целесообразно снизить стоимость конденсаторов и системы водоснабжения. Увеличение выходных потерь при конденсационном режиме, характерном для летнего времени, будет незначительным. Из-за больших отборов и соответственно малых массовых расходов пара в конденсаторе в зимний период сокращение общей кольцевой площади будет благоприятно и по экономичности и по надежности, что рассмотрено в § 7.4. Следует учитывать, что при том же расходе пара, что и в конденсационных турбинах, но и меньшем числе потоков в ЦНД через каждый поток проходит большой массовый расход и последние лопатки испытывают большие изгибающие напряжения.

3. В некоторых энергосистемах, в которых относительная мощность ТЭС невелика, приходится использовать ТЭЦ для регулирования электрической нагрузки. Для этого в отопительный период применяются различные способы, требующие сохранения тепловой нагрузки: отключение ПВД со снижением расхода свежего пара, повышение давления отопительного отбора с перепуском части сетевой воды помимо сетевых подогревателей в целях сохранения заданной температуры подогрева сетевой воды. Все эти методы, так же как использование свежего пара для подогрева сетевой воды в обвод ЦВД, ведут к снижению экономичности турбоустановки, а в ряде случаев и собственно турбины и, главное, уменьшают

удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении (см § 1.4) и тем самым не используются экономически весьма большие преимущества комбинированной выработки теплоты и электрической энергии.

На рис. 9.7 и 9.8 на диаграммах режимов турбин с регулируемым отбором пара одной из переменных был расход пара, идущий тепловому потребителю $G_{тв}$. Часто вместо $G_{тв}$ на диаграмме строится линия постоянной тепловой нагрузки, в общем случае равной

$$Q_t - G_{с.в.}(h_{нр.в.} - h_{сб.в.}) \quad (9.6)$$

Здесь $h_{сб.в.}$ и $h_{нр.в.}$ — энтальпии сетевой воды соответственно на входе в систему сетевых подогревателей (так называемой обратной воды) и на выходе из нее (так называемой прямой воды) $G_{с.в.}$ — расход сетевой воды.

Для частного случая одного сетевого подогревателя

$$Q_t - G_{тв}(h_t - h_{т.}) \quad (9.7)$$

где h_t — энтальпия отбираемого из турбины пара, $h_{т.}$ — энтальпия насыщения при давлении отбора.

Турбины с регулируемым отбором пара могут выполняться как с промежуточным перегревом, так и без него. Промежуточный перегрев, как было проанализировано в § 1.3, повышает КПД цикла, КПД собственно турбины и надежность ступеней низкого (уменьшается эрозия лопаток ЦНД) и среднего давления (зона насыщения, чреватая неприятностями вызываемыми коррозией под напряжением, благоприятно сдвигается в область пониженного давления).

Однако технико-экономический выигрыш от промперегрева оказывается меньшим, чем для чисто конденсационных турбоустановок (при тех же параметрах свежего пара). Это объясняется тем, что увеличение теплоперепада и КПД обусловленные промперегревом, относятся к ЦНД, среднегодовой расход пара через который в турбинах с отбором меньше. Поэтому турбины с отбором пара на $p_0 = 12,8$ МПа выпускаются как с промперегревом, так и без него (см § 10.4). Однако при $p_0 = 23,5$ МПа отсутствие промперегрева может привести к недопустимо большой конечной влажности.

9.3. ПРИМЕР РАСЧЕТА И ПОСТРОЕНИЯ ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ ТУРБИНЫ С ОДНИМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Рассмотрим в качестве примера порядок расчета турбины с одним регулируемым отбором и построения ее диаграммы режимов для турбины Т-100-12.8 [34]

Исходные данные

Номинальная мощность турбины $N_0 = 1000$ МВт, параметры свежего пара $p_{00} = 12,8$ МПа, $t_{00} = 540^\circ\text{C}$, $\rho_{00} = 3445,6$ кДж/кг, номинальное давление регулируемого отбора $p_{0,0} = 0,120$ МПа, номинальный расход пара $G_{0,0} = 90$ кг/с, давление в конденсаторе $p_c = 7$ кПа.

Поскольку этот пример служит лишь иллюстрацией построения диаграмм режимов, допустим, что турбина работает без регенеративных отборов пара. В части высокого давления турбина имеет регулируемую ступень, выполненную в виде двухсечной ступени скорости. Пар подводится через четыре регулируемых клапана, из которых три обеспечивают расчетный пропуск пара G_{10} . Соотношения числа сопел в сегментах регулирующей ступени $z_1 z_2 z_3 z_4 = 2 2 2 1$. Четвертый регулирующий клапан обеспечивает увеличение расхода пара в ЧВД до $G_{10}^{\text{max}} = 120$ G_{10} . Зависимость использованного теплоперепада регулирующей ступени (с поправки) от отношения давлений $H_{10}^{\text{теп}} = f(p_{0,0}/p_0)$ приведена на рис. 8 10.

Для расчета переменного режима работы нерегулируемых ступеней ЧВД и ЧСД, т. е. от камеры регулирующей ступени до относительного отбора (рис. 9 10) используется график $\eta_{\text{от}}^{\text{теп}} = \eta_{\text{от}}(\eta_{\text{от}})_0 = f(H_{10}^{\text{теп}}/H_{00}^{\text{теп}})$, приведенный на рис. 9 11. При $G_{10} = 100$ коэффициент полезного действия нерегулируемых ступеней ЧВД и ЧСД, т. е. $\eta_{\text{от}}^{\text{теп}} = 0,900$. Для аналогичного расчета проточной части ЧНД при p_k соотв. на рис. 9 12 приведен график $\eta_{\text{от}}^{\text{теп}} = f(G_2/G_{20})$.

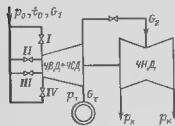


Рис. 9 10. Схема турбины с одним регулируемым отбором пара (к примеру расчета)

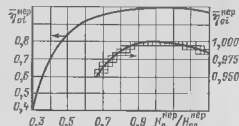


Рис. 9 11. Зависимость КПД нерегулируемых ступеней (от $p_{0,0}$ до p_k) от их расхода пара

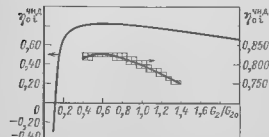


Рис. 9 12. Зависимость КПД проточной части ЧНД от расхода пара G_2/G_{20}

В учебных целях расчет ведется упрощенно: отопительный отбор выполнен одноступенчатым, не учитываются снижение давления в полностью открытых клапанах ЧВД и ЧНД, а также в трактах от ЧВД к ЧСД и от ЧСД к ЧНД при определении давлений по формуле Стодольского. Фигуры не учитывается изменение произведений p_0 , т. е. принимается, что $\tau_0 = 1$.

Предварительный расчет проточной части турбины до регулируемого отбора

Расчет сведен в табл. 9 1. Задаваясь расходом пара через ЧВД $G_1 = G_1/G_{10}$ от 0,1 до 1,2, по формуле (7 76) определяем относительное давление в камере регулирующей ступени

$$p_{0,0} = \sqrt{G_1^2 \left[\left(\frac{p_{0,0}}{p_{0,0}} \right)^2 - \left(\frac{p_{0,0}}{p_{0,0}} \right)^2 \right] + \left(\frac{p_{0,0}}{p_{0,0}} \right)^2}$$

Здесь $p_{00} = 12,80$ МПа, $p_{0,0} = 9,47$ МПа (строка 2 табл. 9 1).

Пренебрегая степенью реактивности в регулирующей ступени, т. е. предполагая, что давление за соплами $p_1 = p_{0,0}$, по сетке расходов (рис. 7 2), или по газодинамическим формулам (приложение 2), или по газодинамическим таблицам (для $\kappa = 1,3$) находим относительный расход пара q_0 через сопловые сегменты в предположении полного открытия соответствующего регулирующего клапана, т. е. при $p_0 = p_{00} = 12,80$ МПа (строка 3).

При $p_{0,0}/p_{00} < \epsilon_*$, где для перегретого пара принято $\epsilon_* = 0,546$, в соплах будет критический режим, т. е. $q_0 = 1$ (при $G \leq 0,738$).

Критические расходы пара через сопловые сегменты, которые согласно условиям имеют 40, 40 и 20% от всего числа сопел при трех полностью открытых клапанах G_{10} 10, равны

$$G_{10}, G_{10}, G_{10} = 0,4 G_{10} = 0,4 \cdot 1000 = 400, 0,441 \cdot 1000 = 441, 0,221 \cdot 1000 = 221$$

Поскольку $G_1 = 0,738$, то режим полностью открытого первого клапана $G_{10}^{\text{max}} = G_1 = 0,441$. Предположение, что па полностью открытым клапаном также отвечает критическому режиму ($G_{10}^{\text{max}} + G_{10}^{\text{max}} = 0,441 + 0,441 = 0,882$) неверно, так как при $G_1 = 0,882$ отношение давлений $p_{0,0}/p_{00} > \epsilon_*$, т. е. в соплах, питаемых этими клапанами режим является докритическим. Поэтому расход пара при двух полностью открытых клапанах находится итерацией так, чтобы

$$(G_1 + G_{10})^{\text{max}} = 0,800 G_{10} = 0,800 \cdot 1000 = 800, 0,980 = 0,984$$

Для первого частично открытого клапана (строки 4) расход пара равен расходу пара через ЧВД, для отдельных частично открытых клапанов расход пара подсчитывается как разность всего расхода и расхода через полностью открытые клапаны (строки 10 12).

Максимальный расход пара $G_{10} = 1200$ отвечает расходом

$$G_1 = G_1/G_{10} = 0,441 \cdot 0,662 = 0,292, G_{10} = G_1/G_{10} = 0,292, G_{10} = 0,5 G_{10} = 0,146, G_{10}^{\text{max}} = G_{10} = G_1 + G_{10} + G_{10} = 0,470$$

Таблица 91 Расчет части высокого давления

№ строки	Наименование	Обозначение
1 2	Относительный расход пары Относительное давление в камере регулирующей ступени	G_1/G_{10} $P_{г ст}/P_{г0}$
3	Относительный расход через полностью открытый клапан	q_0
4 5 6 7	Относительный расход G_k/G_{10} через клапан № I II III IV	G_1/G_{10} G_{II}/G_{10} G_{III}/G_{10} G_{IV}/G_{10}
8	Относительный расход через частично открытый клапан	q_1
9 10 11 12	Относительное давление $P_{г0}/P_{г00}$ за клапаном № I II III IV	$P_{г0}/P_{г00}$ $P_{г0II}/P_{г00}$ $P_{г0III}/P_{г00}$ $P_{г0IV}/P_{г00}$
13 14 15	Пар, проходящий через полностью открытые клапаны относительный расход отношение давлений использованный теплоперепад	$G_{г00}^{пар}/G_{10}$ $\frac{P_{г ст}}{P_{г00}}$ $H_{г ст}^{пар}, \text{кДж/кг}$
16 17 18	Пар, дросселируемый частично открытым клапаном относительный расход отношение давлений использованный теплоперепад	$G_{г ст}^{дрос}/G_{10}$ $\frac{P_{г ст}}{P_{г00}}$ $H_{г ст}^{дрос}, \text{кДж/кг}$
19	Энтальпия пара в камере регулирующей ступени	$h_{г ст}, \text{кДж/кг}$
20	Располагаемый теплоперепад нерегулируемых ступеней	$H_{г ст}^{рег}, \text{кДж/кг}$
21	Относительный теплоперепад нерегулируемых ступеней	$H_{г ст}^{рег}/H_{г ст}^{дрос}$
22	Относительный КПД нерегулируемых ступеней	$\eta_{г ст}^{рег}$

Регулирует клапан I					Клапан I открыт регулирует клапан II	
0 100 0,075	0 200 0,148	0,300 0,222	0,400 0,296	0,441 0 326	0 500 0,370	0,600 0,444
I	I	I	I	I	I	I
0,100 0 0 0	0,200 0 0 0	0,300 0 0 0	0,400 0 0 0	0,441 0 0 0	0,441 0,059 0 0	0,441 0 159 0 0
0,227	0,454	0,680	0,907	1 000	0,134	0,361
0,227 0,075 0,075 0,075	0,454 0,148 0 148 0 148	0,680 0,222 0,222 0,222	0,907 0,296 0,296 0,296	1,000 0 326 0,326 0,326	1,000 0 381 0,370 0,370	1,000 0 511 0,444 0,444
				0 441 0 326 183 8	0,441 0,370 172 6	0 441 0,444 152 7
0 100 0,330 182,5	0,200 0,326 183 8	0,300 0,326 183 8	0 400 0,326 183,8	—	0 059 0,971 8,1	0,159 0,869 35,1
3263 1	3261,8	3261,8	3261 8	3261 8	3294 3	3324,1
508,9	625 8	694,1	742,7	758,5	794,3	838,5
0,539	0,663	0 735	0 786	0,803	0,841	0,888
0,880	0 951	0,973	0,984	0,987	0 992	0 996

№ строки	Наименование	Обозначение
23	Относительный внутренний КПД регулируемых ступеней	$\eta_{ст}^{вн}$
24	Использованный теплоперепад нерегулируемых ступеней	$H_{ст}^{вн}$ кДж/кг
25	Использованный теплоперепад ЧВД и ЧСД	$H_{ст}^{вн}$ кДж/кг
26	Относительный внутренний КПД частей высокого и среднего давлений	$\eta_{ст}^{вн}$
27	Расход пара	$G_{ст}$ кг/с
28	Внутренняя мощность ЧВД и ЧСД	$N_{ст}^{вн}$ кВт

№ строки	Наименование	Клапан I открыт регулирует клапан II		
1	Относительный расход пара	0,700	0,800	0,864
2		0,518	0,592	0,639
3	Относительный расход через полностью открытый клапан	1	0,995	0,980
4	Относительный расход G_n/G_{10} через клапан № I	0,441	0,439	0,432
5	II	0,259	0,361	0,432
6	III	0	0	0
7	IV	0	0	0
8	Относительный расход через частично открытый клапан	0,587	0,819	0,980
9	Относительное давление P_{00}/P_{01} за клапаном № I	1,000	1,000	1,000
10	II	0,673	0,861	1,000
11	III	0,518	0,592	0,639
12	IV	0,518	0,592	0,639
13	Пар проходящий через полностью открытые клапаны	0,441	0,439	0,864
14		0,518	0,592	0,639
15		133,0	113,1	100,2

Регулирует клапан I					Клапан I открыт регулирует клапан II	
0,792	0,856	0,876	0,885	0,888	0,892	0,896
403,0	535,6	608,0	657,3	673,5	708,9	751,6
585,5	719,4	791,8	841,1	857,3	860,2	873,1
0,567	0,697	0,767	0,815	0,831	0,834	0,846
10,0	20,0	30,0	40,0	44,1	50,0	60,0
5830	14390	23750	33640	37810	43010	52390

Клапаны I и II открыты, регулирует клапан III	Клапаны II и III открыты, регулирует клапан IV		Примечание	
0,900 0,666	1,000 0,740	1,100 0,814	1,200 0,888	По формуле Стодоля Флюгеля
0,966	0,907	0,811	0,662	По сетке расходов по $P_{ст}/P_{00}$
0,426 0,426 0,048 0	0,400 0,400 0,300 0	0,358 0,358 0,179 0,205	0,292 0,292 0,146 0,470	
0,218	0,907	0,289	0,662	G_n/G_n^*
1,000 1,000 0,682 0,666	1,000 1,000 1,000 0,740	1,000 1,000 1,000 0,837	1,000 1,000 1,000 1,000	По сетке расходов по q_1 и $P_{ст}/P_{00}$
0,852 0,666 94,4	1,000 0,740 75,9	0,895 0,814 55,0	1,200 0,888 28,2	$(P_{ст}/P_{00})/(P_{ст}/P_{00})$ По рис. 8.10

№ строки	Наименование	Клапан I открыт, регулирует клапан II		
16	Пар, дросселируемый частично открытым клапаном относительно расхода отклонения давления, использованный теплоперепад	0,259	0,361	
17		0,770	0,688	
18		67,8	88,3	
19	Энтальпия пара в камере регулирующей ступени	3336,7	3343,7	3345,4
20	Расчетная теплоперепад регулируемых ступеней	870,0	895,1	909,4
21	Относительный теплоперепад регулируемых ступеней	0,921	0,948	0,963
22	Относительный КПД регулируемых ступеней	0,998	0,999	0,999
23	Относительный внутренний КПД регулируемых ступеней	0,898	0,899	0,899
24	Использованный теплоперепад регулируемых ступеней	781,3	804,7	817,6
25	Использованный теплоперепад ЧВД и ЧСД	889,9	906,6	917,8
26	Относительный внутренний КПД частей высокого и среднего давлений	0,862	0,878	0,889
27	Расход пара	70,0	80,0	86,4
28	Внутренняя мощность ЧВД и ЧСД	62 290	72 530	79 300

В строке 8 даны значения относительного расхода пара через частично открытый клапан, т.е. $q_1 = \dot{G}_1 / \dot{G}_n$. Например, для режима $\dot{G}_1 = 0,100$, когда открыт только первым клапан $q_1 = \frac{\dot{G}_1}{\dot{G}_n} = \frac{0,100}{0,441} = 0,227$. При $\dot{G}_1 = 1,1$ частично открыт четвертый клапан

$$q_1 = \frac{\dot{G}_{IV}}{\dot{G}_{IV}} = \frac{0,205}{0,710} = 0,289$$

$$\text{где } \dot{G}_{IV} = \frac{\dot{G}_{IV}^{\max}}{q_0} = \frac{0,470}{0,662} = 0,710$$

Далее для всех клапанов и режимов определяется относительное давление пара за клапанами p_n / p_0 . Для полностью открытых клапанов $p_n / p_0 = 1,000$. Для частично открытых клапанов оно находится по сетке расходов p_n / p_0

Клапаны I и II открыты, регулирует клапан III

Клапаны I, II и III открыты, регулирует клапан IV

Примечание

0,048	0,205			$(p_{0,ст} / p_{0,0}) / (p_{0,n} / p_{0,0})$ по рис. 8 10
0,977	0,973			
11,4	9,2			
3356,8	3369,7	3402,6	3417,4	$\dot{h}_{0,ст} - (\dot{G} H_{0,ст}^{\text{вст}}) / (\dot{G} H_{0,ст}^{\text{вст}})_{\text{вст}} -$
920,7	944,2	976,4	998,0	От $p_{0,ст}$ $\dot{h}_{0,ст}$ до p_0
0,975	1,000	1,034	1,057	
1,000	1,000	1,000	1,000	по рис. 9 11
0,900	0,900	0,900	0,900	$\eta_{0,ст}^{\text{вст}} \times (\eta_{0,ст}^{\text{вст}})_0$
828,4	849,8	878,8	898,2	$H_{0,ст}^{\text{вст}} \eta_{0,ст}^{\text{вст}}$
917,2	925,7	921,8	926,4	$H_{0,ст}^{\text{вст}} + (\dot{h}_{0,ст} - \dot{h}_{0,ст})$
0,889	0,897	0,893	0,898	$H_{0,ст}^{\text{вст}} / H_{0,ст}^{\text{вст}}$
90,0	100,0	110,0	120,0	
82 550	92 570	101 400	111 170	$\dot{G} H_{0,ст}^{\text{вст}}$

$\sim f(q_1, p_{0,ст}, p_{0,0})$, как показано, например, для частично открытого второго клапана при $p_{0,ст} / p_{0,0} = 0,518$ на рис. 9 13.

Далее отдельно проводится расчет для потоков пара, проходящих через полностью (строки 13–15) и частично открытые клапаны (строки 16–18). Расходы пара через полностью открытые клапаны берутся как сумма из строк 4–7. Например, для $\dot{G}_1 = 1,100$ $\dot{G}_{10,ст} = \dot{G}_1 + \dot{G}_{II} + \dot{G}_{III} = 0,895$

и $p_{0,ст} / p_0 = p_{0,ст} / p_{0,0} = 0,814$, а $\dot{G}_{10,ст} / \dot{G}_{10} = 0,205$ и $p_{0,ст} / p_{0,0} = \frac{p_{0,ст}}{p_{0,0}}$

$= \frac{p_{0,ст}}{p_{0,0}} \cdot \frac{p_{0,ст}}{p_{0,0}} = 0,814 \cdot 0,837 = 0,973$. Для каждого значения относительного давле-

ния соответствующего потока регулирующей ступени (рис. 9 14) $p_{0,n} / p_0$ по кривой на рис. 8 10 определяется использованный теплоперепад данного потока $H_{0,ст}^{\text{вст}}$. Обратим внимание, что при очень больших $p_{0,n} / p_0$ (в данной ступени при $p_{0,n} / p_0 > 0,95$) и, следовательно, очень малых теплоперепадах КПД ступени

Таблица 9.2 Расчет части низкого давления

№ строки	Наименование	Давление регулируемого $p_r, p_o = 0.120 \text{ МПа const}$			
1	Относительный расход пара G_2/G_{2n}	0.100	0.200	0.400	0.600
2	Давление перед первой ступенью ЧНД $p_{1n}^{\text{ЧД}}$ МПа	0.012	0.024	0.048	0.072
3	Располагаемый теплоперепад ступеней ЧНД $H_0^{\text{ЧД}}$ кДж/кг	75.8	171.4	264.8	320.1
4	Относительный внутренний КПД промежуточной части низкого давления $\eta_{\text{ЧД}}$	-0.312	0.659	0.814	0.828
5	Использованный теп. перепад ЧНД $H_1^{\text{ЧД}}$ кДж/кг	-23.6	113.0	215.5	265.0
6	Расход пара G_2 кг/с	5.0	10.0	20.0	30.0
7	Внутренняя мощность ЧНД $N_{\text{ЧД}}$ кВт	120	1130	4310	7950

Определение расчетных расходов пара

Согласно условию максимальная мощность турбины $N_{\text{т}}^{\text{макс}} = 120 \text{ МВт}$, и она может обеспечиваться при уменьшенном (даже до $G_r = 0$) отборе пара и повышенном давлении в камере отбора $p_r > p_o$.

Предполагая, что при этом режиме отбор $G_r = 0$, т. е. что максимальная мощность отвечает конденсационному режиму, найдем соответственно расход пара

$$G_{1\text{т}} = G_{2\text{т}} \cdot \frac{N_{\text{т}}^{\text{макс}}}{H_0^{\text{ЧД}} \eta_{\text{ЧД}}} = \frac{120000 \pm 3100}{1401.3 \cdot 0.85} = 103.3 \text{ кг/с}$$

Примем $G_{1\text{т}} \approx 100 \text{ кг/с}$

Здесь $H_0^{\text{ЧД}}$ располагаемый теплоперепад всей турбины от p_{00} и t_{00} до p_r , $\Delta h_{\text{макс}}^{\text{ЧД}} \cdot N_{\text{т}}^{\text{макс}} + (\Delta N_{\text{ст}} + \Delta N_{\text{г}}) = 120000 \pm 3100$. Здесь принято, что $N_{\text{ст}} = 100000 \text{ кВт}$, $\eta_{\text{ст}} \times \eta_{\text{г}} = 0.970$, т. е. $\Delta N_{\text{ст}} + \Delta N_{\text{г}} = 3100 \text{ кВт}$. Далее для всех режимов, в том числе для режима $N_{\text{т}}^{\text{макс}}$ принимается, что эти потери мощности остаются неизменными (это не совсем точно, так как потери мощности в электрогенераторе увеличиваются с ростом мощности).

Для всей турбины принят $\eta_{\text{ст}} = 0.85$. Оценка этого КПД должна учитывать снижение $\eta_{\text{ст}}^{\text{ЧД}}$ из-за повышенного при этом давления p_r и измененного $\eta_{\text{ст}}^{\text{ЧД}}$ из-за нерасчетного режима ЧНД.

Согласно требованиям ГОСТ при номинальном давлении отбора пара $p_o = 0.12 \text{ МПа}$ допускается повышение этого давления до $p_r^{\text{макс}} = 0.25 \text{ МПа}$. Следовательно, конденсационный пропуск в ЧНД $G_{1\text{т}}$ по сравнению с расчетным расходом G_{20} , когда клапаны ЧНД полностью открыты и давление отбора $p_r, p_o = 0.12 \text{ МПа}$, должен быть $G_{2\text{т}} < G_{20} p_r^{\text{макс}} / p_o$ или $G_{20} > G_{2\text{т}} p_o / p_r^{\text{макс}}$.

отбора		Нерегулируемая зона $p_r > p_o$						Примечание
0.800	1.000	1.200	1.400	1.600	1.800	2.000		
0.096	0.120	0.144	0.168	0.192	0.216	0.240	$p_o G_2 / G_{20}$	
358.6	387.9	411.8	431.7	449.2	463.9	477.5	$\frac{O_1}{p_o} H_0^{\text{ЧД}}$ и $\frac{H_0^{\text{ЧД}}}{p_o}$ до p_k	
0.817	0.800	0.776	0.751	0.729	0.693	0.660		По рис 9.12
293.0	310.3	319.6	324.2	324.8	321.5	315.2	$H_0^{\text{ЧД}} \eta_{\text{ЧД}}$	
40.0	50.0	60.0	70.0	80.0	90	100.0		
11.720	15.520	19.180	22.690	25.980	28.940	31.520	$G_2 H_1^{\text{ЧД}}$	

следовательно, $G_{20} > 100 \cdot \frac{0.12}{0.25}$ т. е. $G_{20} > 49.6 \text{ кг/с}$. Примем $G_{20} = 50.0 \text{ кг/с}$. После этого заполняются строки 6 и 7 табл. 9.2.

Расчетный пропуск пара G_{10} через ЧВД выбирается примерно удовлетворяющим номинальным значениям всех параметров турбин т. е. при $p_{00}, t_{00}, p_{10}, p_{0\text{т}}, p_{0\text{в}}$ мощности $N_{20} = 100 \text{ МВт}$ и отбору $G_{10} = 90.0 \text{ кг/с}$.

$$G_{10} = \frac{N_{20}}{(H_{10}^{\text{ЧД}} + H_1^{\text{ЧД}}) \eta_{\text{ст}} \eta_{\text{г}}} + G_{10} \frac{H_1^{\text{ЧД}}}{H_{10}^{\text{ЧД}} + H_1^{\text{ЧД}}}$$

Здесь сначала неизвестно значение $H_1^{\text{ЧД}} - f(G_2/G_{20})$ согласно строке 5 табл. 9.2. Используемый теплоперепад ЧВД и ЧСД $H_0^{\text{ЧД}} = 925.7 \text{ кДж/кг}$ отвечает режиму $G_{10} = 1$ (см строку 25 табл. 9.1). Последовательными приближениями находим

$$H_1^{\text{ЧД}} - f\left(\frac{G_{10}}{G_{20}}\right) = 193.3 \text{ кДж/кг} \text{ и } G_{10} = \frac{100000}{0.97(925.7 + 193.3)} + 90.0 \cdot \frac{193.3}{425.7 + 193.3} = 107.7 \text{ кг/с},$$

т. е. $G_{2\text{т}} = G_{10} - G_{10} \cdot 107.7 / 90.0 = 17.7 \text{ кг/с}$, $0.35 G_{20}$.

Округляем значение расчетного расхода пара $G_{10} = 100.0 \text{ кг/с}$ через ЧВД и заполняем строки 27 и 28 табл. 9.1

Построение диаграммы режимов

По данным табл. 9.1 и 9.2, где подсчитаны внутренние мощности частей турбины $N_{\text{ст}}^{\text{ЧД}}$ и $N_{\text{г}}^{\text{ЧД}}$, и приняв во внимание, что $G_{20}/G_{10} = 50.0/100.0 = 0.5$, на рис 9.16 построена зависимость относительной внутренней мощности

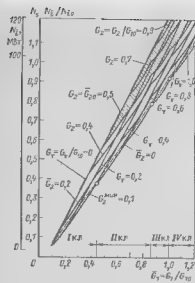


Рис. 9.16. Диаграмма режимов турбины Т 100/120-12,8 (к примеру расчета)

Линия $\dot{G}_2$ const на диаграмме режимов строится следующим образом: откладывается по оси абсцисс значение $\dot{G}_1 - \dot{G}_1$ до точки конденсационного режима и от нее (пересечение прямой $\dot{G}_1$ и кривой N_{10}) строится кривая эквидистантная линии $\dot{G}_2 = 0$.

Линии постоянного отбора $\dot{G}$ const строятся по точкам режимов ($\dot{G}_1, \dot{G}_2$) const. Так например линия $\dot{G}_2 = 0.6$ пройдет через точки $\dot{G}_1 = 1.0, \dot{G}_2 = 0.4, \dot{G}_1 = 0.6, \dot{G}_2 = 0$ и т.д.

Рабочие границы диаграммы режимов горизонтальная линия $N_1^{max} = 123\,100$ кВт, вертикальная линия $\dot{G}_1 = 1.2$, линия конденсационного режима N_{10} , т.е. $\dot{G}_2 = 0$ и линия минимального допустимого пропуска пара в ЧНД принятая $\dot{G}_{2min} = 0.1$ (пунктирная линия). Все режимы работы с $\dot{G}_2 \leq \dot{G}_{20}$ обеспечивают номинальное давление отбора $p, p_{p0} = 0.120$ МПа. При $\dot{G}_2 = 0.5$ регулирующий клапан открыт полностью и увеличение $\dot{G}_2 > \dot{G}_{20}$ достигается повышением давления пара перед ЧНД, т.е. $p > p_{p0}$. Эта так называемая нерегулируемая зона заширокована на диаграмме режимов. Наибольший расход пара в ЧНД отвечает режиму $\dot{G}_2 = 0$ и N_1^{max} . При этом режиме

$\dot{G}_2 = \dot{G}_2^{max} = 0.985$. Следовательно $p^{max} = p_{p0} = \frac{G_2^{max}}{G_{20}} = \frac{0.985}{0.500} = 0.36$ МПа. Это

значение меньше, чем допустимое предельное значение отбора, равное 0.25 МПа.

При определении расчетных пропусков пара абсолютные значения $\dot{G}_{10}$ и $\dot{G}_{20}$ были округлены. Из диаграммы режимов видно, что этим

турбины $\dot{K}_1 = N_1 / N_{10}$ где $N_1 = 100\,000$ от расходов пара $\dot{G}_1 = \dot{G}_1 / \dot{G}_{10}$ в ЧВД и $\dot{G}_2 = \dot{G}_2 / \dot{G}_{20}$ в ЧНД. Построение производится следующим образом:

Сначала строится зависимость $N_1^{B.1} = f(\dot{G}_1)$ по данным строки 28 табл. 9.1. Это одновременно зависимость мощности всей турбины при режиме работы с противодавлением, когда $\dot{G}_2 = 0$. Далее к этой зависимости добавляется мощность ЧНД $N_1^{H.1}$ по данным строки 7 табл. 9.2, причем по оси абсцисс принимается $\dot{G}_1 = \dot{G}_1$. Так, например, при $\dot{G}_1 = \dot{G}_1 / \dot{G}_{10} = 0.4$ мощность $N_1^{H.1} = 33\,640$ кВт и при $\dot{G}_2 / \dot{G}_{10} = 0.4$ т.е. при $\dot{G}_2 / \dot{G}_{20} = 0.8$, мощность ЧНД $N_1^{H.2} = 11\,720$ МВт. Следовательно при этом режиме ($\dot{G}_2 = \dot{G}_1 = 0.4$ кВт) конденсационная мощность турбины:

$$N_{10}, N_1^{B.1} + N_1^{H.1} = 45\,360 \text{ кВт}$$

Таким образом строится вся кривая $N_{10} = f(\dot{G}_1)$, т.е. определяется мощность турбины при $\dot{G}_2 = 0$.

значениям отвечает $N_1 = 108\,090$ кВт. Номинальный режим $N_1 = 103\,100$ кВт и $\dot{G}_2 = 0.9$ обеспечивается при $\dot{G}_1 = 1.045$.

Принимая $(\Delta N_{10} + \Delta N_{10}) = 3100$ кВт $\approx \text{const}$, можно на диаграмме режимов представить по оси абсцисс не только внутреннюю, но и электрическую мощность N .

Поправки к диаграмме режимов

На рис. 9.17 а представлен поправочный коэффициент $k^{np} = f(\dot{G}_1)$, который показывает влияние режима работы части турбины от начальных параметров p_{p0}, t_{p0} до номинального давления отбора p_{p0} на мощность ЧНД. Расчет мощности ЧНД в табл. 9.2 производился в предположении, что пар в камере отбора $t_{p0} = 251.9$ кДж/кг $\approx \text{const}$, которая отвечает режиму $\dot{G}_{10}$. При других значениях $\dot{G}_1$ меняется КПД части высокого давления (строка 26 табл. 9.1) и значения $t_{p0} \rightarrow t_{p0} = N_1^{B.1}$ (строка 2 табл. 9.3), соответственно меняется распределенный теплоперепад ЧНД и ее мощность, чем выше t_{p0} , тем больше $N_1^{B.1}$ и $N_1^{H.1}$. Так, например, при конденсационном режиме $\dot{G}_1 = \dot{G}_2 = 0.5$ внутренняя мощность турбины будет не $N_1 = N_1^{B.1} + N_1^{H.1} = 58\,530$ кВт, а $N_1 = N_1^{B.1} + k^{np} N_1^{H.1} = 43\,010 + 1\,0156 = 58\,170$ кВт.

При работе в нерегулируемой зоне расход пара $\dot{G}_2 > \dot{G}_{20}$ через ЧВД означает повышение давления в отборе и соответственно уменьшение располагаемого теплоперепада высокого и среднего давления (строки 3 и 4 табл. 9.4). Очевидно, что при этом изменятся КПД нерегулируемых ступеней ЧВД и ЧСД (строка 5) и использованный теплоперепад этих ступеней (строка 6). Изменение КПД нерегулируемых ступеней определялось по кривой рис. 9.11.

Поправочный коэффициент $k^{B.1} = f(\dot{G}_2 > \dot{G}_{20})$ представлен в строке 7 табл. 9.4 и на рис. 9.17, б.

$$k^{B.1} = \frac{\dot{G}_1}{\dot{G}_1} \frac{N_1^{B.1} + N_1^{H.1}}{N_1^{B.1} + N_1^{H.1}}$$

Например, при режиме $\dot{G}_1 = 1.0$ и $\dot{G}_2 = 0.9$ внутренняя мощность турбины составит не $N_1 = N_1^{B.1} + N_1^{H.1} = 121\,510$ кВт, а заметно меньше:

$$N_1 = N_1^{B.1} + N_1^{H.1} = 0.908 \cdot 92\,570 + 28\,940 = 112\,990 \text{ кВт}$$

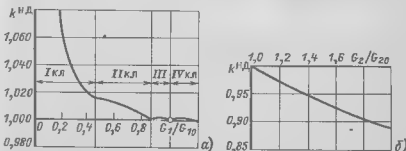


Рис. 9.17. Поправки к диаграмме режимов а) на мощность ЧНД, б) на работу ЧВД в нерегулируемой зоне (на рис. 9.17 б следует читать k^{np})

Таблица 93 Поправки на мощность ЧНД

№ строки	Наименование	Регулирует клапан I				
		0,100	0,200	0,300	0,400	0,441
1	Относител. расход пара ЧВД G_1/G_{10}	0,100	0,200	0,300	0,400	0,441
2	Энтальпия пара в камере отбора h_i , кДж/кг	2860,1	2726,2	2653,8	2604,5	2588,3
3	Поправка на мощность ЧНД $k_{\text{ЧНД}} = H_{\text{вс}}^{\text{вс}}/H_{\text{вс}}^{\text{вс}}$	1,1590	1,0678	1,0316	1,0187	1,0162

Таблица 94 Поправка на мощность ЧВД при работе в перегружаемой зоне

№ строки	Наименование	Расход пара	
		1,000	1,200
1	Давление в камере отбора p_i , МПа	0,120	0,144
2	Давление в камере регулирующей ступени $p_{\text{ст}}$, МПа	9,470	9,470
3	Располагаемый теплоперепад нерегулируемых ступеней $H_{\text{вс}}^{\text{вс}}$, кДж/кг	944,2	916,3
4	Относительный теплоперепад нерегулируемых ступеней $H_{\text{вс}}^{\text{вс}}/H_{\text{вс}}^{\text{вс}}$	1,000	0,970
5	Относительный КПД нерегулируемых ступеней $\eta_{\text{ст}}^{\text{ст}}$	1,000	1,000
6	Относительное изменение использованного теплоперепада нерегулируемых ступеней $H_{\text{вс}}^{\text{вс}}/H_{\text{вс}}^{\text{вс}}$	1,000	0,970
7	Поправка на мощность ЧВД + ЧСД $k_{\text{в.л}}$	1,000	0,972

9.4. ТУРБИНЫ С ДВУМЯ РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

В тех случаях, когда тепловому потребителю требуется пар двух различных давлений, например для отопительных и промышленных целей, на ТЭЦ могут быть установлены турбины с отбором и противодавлением или турбины с двумя регулируемыми отборами пара.

Схема турбины с отбором и противодавлением показана на рис 9.18. Свежий пар подводится к турбине с параметрами p_0 , t_0 и расширяется в ЧВД до давления $p_{\text{ст}}$,

Регулирует клапан II					Регулирует клапан III		Регулирует клапан IV	
0,500	0,600	0,700	0,800	0,864	0,900	1,000	1,100	1,200
2585,4	2572,5	2555,4	2539,0	2527,8	2528,4	2519,9	2523,8	2519,3
1,0156	1,0125	1,0078	1,0044	1,0016	1,0019	1,0000	1,0006	0,9997

ЧНД G_2/G_{20}				Примечание
1,400	1,600	1,800	2,000	
0,168 9,471	0,192 9,471	0,216 9,472	0,240 9,472	Из табл. 9.2 строка 2 По формуле С.ГОДОЛЫ Ф.ГОДОЛЫ
892,2	871,0	852,3	834,8	
0,945	0,922	0,903	0,884	
0,999	0,998	0,997	0,996	По рис. 9.11 $\eta_{\text{ст}}^{\text{ст}} H_{\text{вс}}^{\text{вс}}/H_{\text{вс}}^{\text{вс}}$
0,944	0,920	0,900	0,880	
0,949	0,927	0,908	0,890	$(H_{\text{вс}}^{\text{вс}} + H_{\text{вс}}^{\text{вс}}) H_{\text{вс}}^{\text{вс}}$, где $H_{\text{вс}}^{\text{вс}}$ из табл. 9.1, строка 25 при $G_1/G_{10} = 1$

уровень которого определяется производственным тепловым потребителем. Далее поток пара разветвляется. Часть пара $G_{\text{ст}}$ направляется к производственному тепловому потребителю, остальной расход пара $G_2 - G_{\text{ст}}$ через регулирующие клапаны проходит во второй отсек турбины, где расширяется до давления p_i , уровень которого определяется потребителем теплоты низкого потенциала. Этим потребителем чаще всего служит система отопления, а также горячее водоснабжение.

Мощность такой турбины составляет (при отсутствии отборов для регенеративного подогрева питательной воды)

$$N_t = G_1 H_{\text{вс}}^{\text{вс}} \eta_{\text{ст}}^{\text{ст}} + G_2 H_{\text{вс}}^{\text{вс}} \eta_{\text{ст}}^{\text{ст}} - (G_{\text{ст}} + G_i) H_{\text{вс}}^{\text{вс}} \eta_{\text{ст}}^{\text{ст}} + G_i H_{\text{вс}}^{\text{вс}} \eta_{\text{ст}}^{\text{ст}}, \quad (9.8)$$

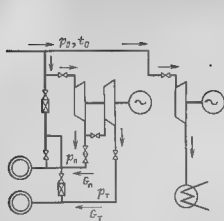


Рис 9 18 Принципиальная схема установки с отбором пара и противодавлением (тип ПР) и конденсационной турбиной

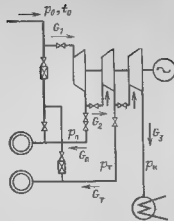


Рис 9 19 Принципиальная схема установки с турбиной имеющей два регулируемых отбора пара

где G_r расход пара на отопительные нужды, G_n расход пара на промышленные нужды

Поскольку турбина с отбором и противодавлением рационально может быть использована лишь при работе по тепловым графикам обоих потребителей теплоты, то параллельно с такой турбиной должна быть включена конденсационная турбина, которая воспринимает изменения электрической нагрузки. В периоды сокращения теплового потребления электрическое оборудование, связанное с турбиной с отбором и противодавлением, используется не полностью. Это обстоятельство определяет ограниченное распространение турбин с отбором и противодавлением, т.е. турбин типа ПР.

Для одновременного обслуживания двух тепловых потребителей значительные преимущества перед турбинами типа ПР имеют турбины с двумя регулируемыми отборами пара (типа ПТ).

Принципиальная схема такой турбины показана на рис 9 19. Турбина делится на три самостоятельных отсека, которые будем называть ЧВД, ЧСД и ЧНД. Пар, подводимый к ЧВД из котла в количестве G_1 с параметрами p_0, t_0 , расширяется в ЧВД до давления p_1 . При этом давление часть пара G_n отбирается для промышленного теплового потребления, в то время как расход пара $G_2 - G_1 - G_n$ проходит через регулирующие клапаны в ЧСД, где расширяется до давления p_2 . При этом давлении производится второй отбор G_r обычно для отопительных целей, а оставшийся расход пара $G_3 - G_1 - G_n - G_r$ поступает в ЧНД. Так же как и при рас-

смотрении турбины с одним регулируемым отбором, для упрощения мы не принимаем во внимание нерегулируемые отборы на регенерацию, которые обычно осуществляются в турбине. Турбину с двумя регулируемыми отборами пара можно рассматривать как последовательно включенные две турбины с противодавлением и конденсационную турбину.

Мощность, развиваемая турбиной с двумя регулируемыми отборами, определяется как сумма мощностей всех трех частей турбины

$$N_t = N_t^I + N_t^{II} + N_t^{III} - G_1 H_0^I \eta_{oi}^I + (G_1 - G_n) H_0^II \eta_{oi}^{II} + (G_1 - G_n - G_r) H_0^III \eta_{oi}^{III} \quad (9 9)$$

Обозначения теплоперепадов показаны на h, s -диаграмме (рис 9 20)

Решая это уравнение относительно G_1 , находим

$$G_1 = \frac{N_t}{H_0 \eta_{oi}^I} + G_n \frac{H_0^II \eta_{oi}^{II} + H_0^III \eta_{oi}^{III}}{H_0 \eta_{oi}^I} + G_r \frac{H_0^III \eta_{oi}^{III}}{H_0 \eta_{oi}^I} \quad (9 10)$$

Для автоматического управления турбина с двумя регулируемыми отборами имеет три группы регулирующих органов соответственно перед каждой частью турбины.

Режим турбины с двумя регулируемыми отборами определяется связью между величинами мощностью N_t , расходами пара первого отбора G_n , второго отбора G_r и расходом свежего пара G_1 .

Графическое изображение зависимости между этими величинами называется диаграммой режимов, так же как и для турбины с одним регулируемым отбором пара диаграмма режимов изображает взаимозависимость трех переменных N_t , G_n и G_1 и поэтому может быть представлена поверхностью в трехмерном пространстве или, как мы видели сеткой кривых. Для диаграммы же режимов турбины с двумя регулируемыми отборами пара простое изображение на плоскости не может быть осуществлено, поскольку число переменных не три, а четыре.

Для построения диаграммы режимов турбины с двумя отборами пара вначале определяют зависимость мощности развиваемой каждой частью турбины, от пропуска пара. Этот расчет производится так же, как было показано для турбины с одним регулируемым отбором пара. Производя для каждого отсека турбины расчет переменного режима и предполагая, что перед ЧСД и ЧНД состояние пара сохраняется неизменным, определяют зависимость $N_t / f(G)$ для каждой части турбины.

Построение диаграммы режимов иллюстрируется рис 9 21. Если предположить, что отбор пара низкого давления не производится и что через ЧНД может быть пропущен весь

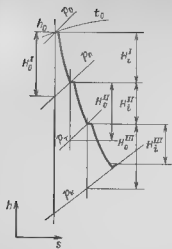


Рис 920 Процесс расширения пара в h - s -диаграмме с двумя регулируемым отборами пара

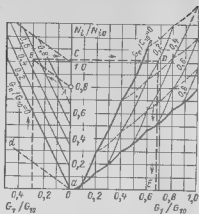


Рис 921 Построение диаграммы режимов турбины с двумя регулируемым отборами пара

расход пара, поступающего в ЧСД, то суммарная мощность ЧСД и ЧНД может быть представлена линией ae . Зная зависимость мощности ЧВД и суммарной мощности ЧСД и ЧНД от пропусков пара, можно построить диаграмму режимов турбины с одним (промышленным) отбором пара, как это, например, сделано в правом квадранте рис. 921. Здесь пропуск пара через ЧНД равен пропуску пара через ЧСД.

В левой части диаграммы рис. 921 линия ad представляет собой найденную ранее зависимость внутренней мощности ЧНД от расхода пара. Для ЧНД зависимость $N_{CHD} = f(G_2)$ упрощенно заменяют прямой, которую продолжим до точки d , соответствующей максимальному пропуску пара через ЧСД. При построении этой диаграммы режимов, подобно тому как это было показано в § 9.3, должна быть учтена поправка на суммарную мощность ЧСД и ЧНД, вызванная тем обстоятельством, что состояние пара перед ЧСД не сохраняется постоянным, а зависит от КПД, а следовательно, и от пропусков пара через ЧВД.

Пользуясь диаграммой рис. 921, можно для турбины с двумя регулируемым отборами найти расход свежего пара при заданной мощности и заданных количествах отбираемого пара. Пусть заданными являются $N_1 = 0,8N_{10}$; $G_2 = 0,2G_{10}$; $G_3 = 0,3G_{10}$, где G_{10} — максимальный пропуск пара через ЧВД. Требуется определить расход свежего пара при этом режиме турбины.

Допустим, что вместо того чтобы после ЧСД отбирать количество пара $G_2 = 0,3G_{10}$, этот пар направляется через ЧНД

в конденсатор турбины. Тогда, работая в ЧНД, пар в количестве G_2 выработал бы дополнительную мощность N_2^{II} и мощность всей турбины составила бы $N_1 = N_1 + N_2^{II}$. Увеличение суммарной мощности турбины может быть найдено в диаграмме рис. 921, если от точки заданной мощности провести линию AB параллельно линии ad до расхода пара G_2/G_{10} равного 0,3. Отрезок AC определяет дополнительную мощность, выработанную в ЧНД за счет дополнительного пропуска пара через ЧНД в количестве $G_2/G_{10} = 0,3$. Таким образом, отказываясь от отбора пара G_2 и направляя этот отбор в ЧНД, мы получили бы от турбины увеличенную мощность, определяемую с точкой C , и одновременно перевели бы турбину на работу с одним регулируемым отбором пара.

Принимая этот фиктивный режим турбины и пользуясь правой частью рис. 921, определяем в точке E суммарный расход пара на турбину при заданном количестве пара $G_2/G_{10} = 0,2$ отбираемого из первого отбора. Для нашего примера $G_2/G_{10} = 0,68$.

Таким образом, при использовании диаграммы рис. 921 режим турбины с двумя отборами пара изменяется некоторым фиктивным режимом, в котором расходы пара через ЧВД и ЧСД сохраняются теми же, что и в действительном режиме, а расход пара через ЧНД увеличивается на количество второго отбора. Связанное с увеличением пропуска пара через ЧНД увеличение мощности турбины определяется по вспомогательной диаграмме левой части рис. 921.

Количество пара, которое отбирается из второго отбора, не может быть произвольным. Максимальный второй отбор (без учета регенеративных отборов) определяется разностью

$$G_2^{\max} = G_1 - G_n - \Delta G_3, \quad (9.11)$$

где ΔG_3 — наименьший допустимый пропуск пара через ЧНД. Поэтому второй отбор может быть выбран произвольно лишь в пределах от нуля до $G_2^{\max}$.

В левой части диаграммы рис. 921 построены ограничивающие линии для второго отбора пара. Эти линии зависят от расхода пара через турбину и отбираемого в первом отборе чем больше при $G_1 = \text{const}$ первый отбор пара G_n , тем меньше максимальный второй отбор. Ограничивающие линии строятся следующим образом.

Для одного и того же отбора G_n и различных значений G_1 проводят в левую часть диаграммы горизонтальные линии. Точки пересечения этих линий со значениями $G_2^{\max}$, определяемыми по (9.11), соединяют для одного значения $G_n = \text{const}$ в прямую, наносимую в левую часть диаграммы рис. 921. Эта прямая является границей возможных режимов. Слева от нее недопустима работа турбины из-за $G_2 > G_2^{\max}$.

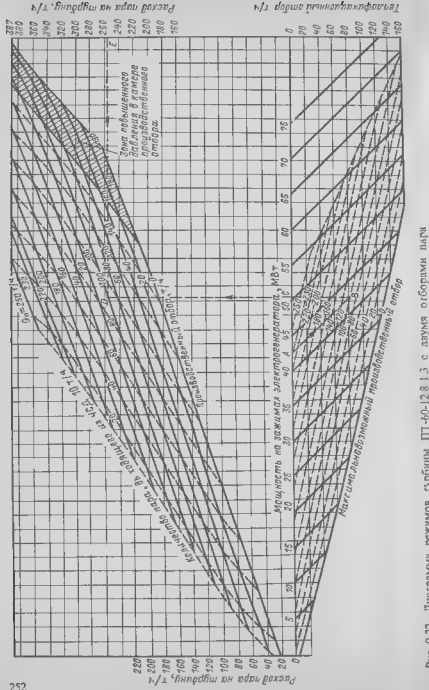


Рис 9.22. Диаграмма режимов турбины ПП-60-12.8.1.3 с двумя отборами пара

В приведенном выше примере точка *В* находится правее линии $G_0/G_{10} = 0,2$, в левой части диаграммы, следовательно, работа турбины допустима. Если бы, скажем, в таком примере было задано $G_0/G_{10} > 0,48$, то такой режим работы турбины был бы недопустим.

Диаграмма рис 9.21 построена для внутренней мощности турбины. Переход к эффективным или электрическим мощностям производится согласно указаниям § 9.2.

Диаграммы режимов турбин с двумя регулируемыми отборами пара обычно строят так как это показано на рис 9.22, где приведена диаграмма режимов турбины ПП-60-12.8.1.3 ЛМЗ. В этой турбине при определенных соотношениях отборов пара может быть достигнута мощность, превышающая 50 МВт и турбина соединена с генератором 60 МВт номинальная мощность принимается равной 60 МВт. Диаграмма режимов, представленная на рис 9.22, построена так как было рассмотрено применительно к диаграмме рис 9.21. Однако мощности нанесены по горизонтальной оси, а расходы пара — по оси ординат. Точно так же вспомогательная диаграмма построена в нижней части рис. 9.22.

Диаграммы построены для следующих номинальных параметров пара: давление свежего пара $p_0 = 12,75$ МПа, температура свежего пара $t_0 = 565$ °С, давление в первом отборе $p_1 = 1,27$ МПа, давление во втором отборе $p_2 = 0,118$ МПа, температура охлаждающей воды $t_{ох} = -20$ °С.

Поясним применение этой диаграммы следующим примером. Пусть требуется найти расход свежего пара на турбинную установку при номинальных параметрах пара и мощности $A = 42\,500$ кВт, расходах пара первого отбора $G_0 = 100$ т/ч и второго отбора $G_1 = 80$ т/ч.

Из точки *А* отвечающей заданной нагрузке 42500 кВт проводим наклонную прямую *АВ* до горизонтали, отвечающей отбору $G = 80$ т/ч. Далее из точки *В* проводим вертикальную линию *ВСД* до наклонной линии, отвечающей производственному отбору $G_0 = 100$ т/ч. Наконец, проводя из точки *Д* горизонталь *ДЕ* находим на правой шкале суммарный расход свежего пара $G_1 = 255$ т/ч.

Как отмечалось, турбины с двумя промежуточными отборами получили значительное распространение, так как при создании крупных промышленных центров, потребляющих пар повышенных параметров, всегда возникает необходимость в зимнее время обеспечить отопление как самого предприятия, так и прилегающего к нему района.

9.5. ТУРБИНЫ С ДВУХСТУПЕНЧАТЫМ ОТОПИТЕЛЬНЫМ ОТБОРОМ ПАРА

При рассмотрении в гл. 1 преимуществ комбинированной выработки тепловой и электрической энергии на примере регенеративного подогрева питательной воды было указано, что при ступенчатом подогреве выигрыш в экономичности установки возрастает (см. рис 1.23 и 1.25). Очевидно что

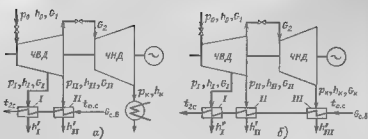


Рис. 9.23. Принципиальная схема турбоустановки со ступенчатым отопительным отбором пара

а — двухступенчатый подогрев сетевой воды в подогревателях II и I *б* — трехступенчатый подогрев сетевой воды во встроенном пучке конденсатора III в подогревателях II и I

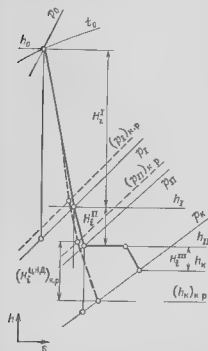


Рис. 9.24. Процесс расширения пара в *h, s* диаграмме для турбины с двух ступенчатым подогревом сетевой воды пунктирные линии относятся к конденсационному режиму работы турбины

такая ступенчатая схема может быть применена и для подогрева сетевой воды, идущей к внешнему тепловому потребителю, т.е. в турбинах с регулируемым отбором пара [2].

ТМЗ в теплофикационных турбинах мощностью 50, 100 и 250 МВт впервые в мире осуществил двухступенчатую схему подогрева сетевой воды, показанную на рис. 9.23, *а*. В отличие от обычной схемы, рассмотренной выше на рис. 9.3, турбины такого типа имеют два отбора пара для внешнего теплового потребителя, и подогрев сетевой воды происходит последовательно

в двух сетевых подогревателях поверхностного типа II и I. В верхний отбор при параметрах p_1 и h_1 направляется пар в количестве G_1 , в нижний при p_{II} и h_{II} в количестве G_{II} . Эти турбины имеют перед ЧНД один регулирующий орган. В зависимости от положения этого органа, определяемого системой регулирования турбины и получающего импульс от

регулятора, измеряющего давление нижнего отбора p_{II} , меняется расход пара G_{II} и тем самым при заданной тепловой нагрузке Q , расход пара в верхний отбор G_1 .

Температура сетевой воды, идущей тепловому потребителю, так называемой прямой воды, $t_{пр.в.} - t_{с.в.}$, определяется давлением первого отбора p_1 . Неизменному значению $t_{пр.в.}$ соответствует и $p_1 = \text{const}$ аналогично $p_{0.0}$ в турбинах с одноступенчатым регулируемым отбором, рассмотренных в § 9.2. Второй отбор производится при меньшем давлении p_{II} , что благоприятно сказывается на экономичности турбоустановки, так как мощность, вырабатываемая на базе теплового потребителя, основной показатель эффективности комбинированной выработки тепла и электричества, вырастает в величину, пропорциональную H_1^2 , использованному перепаду между двумя отборами (рис. 9.24).

Турбины выполняются с существенно расширенным диапазоном изменения регулируемого давления в отопительных отборах ($p_{отб} = 60 - 250$ кПа) а при работе с одним отопительным отбором верхний предел давления составляет $p_{отб} = 300$ кПа.

В зависимости от давления верхнего отбора меняется и температура прямой воды, в данном случае в пределах от 70 до 125°С.

Электрическая мощность генератора такой турбины определяется из выражения (без учета регенеративных отборов)

$$N_1 = \frac{N_0}{\eta_{м.т.г.}} = G_1 H_1^I + (G_1 - G_{II}) H_1^{II} + (G_1 - G_{II} - G_{III}) H_1^{III} \quad (9.12)$$

Тепловая нагрузка составляет

$$Q_1 = G_{с.в.} (h_{пр.в.} - t_{с.в.}) + G_1 (h_1 - h_1') + G_{II} (h_{II} - h_{II}'), \quad (9.13)$$

здесь $G_{с.в.}$ — расход сетевой воды, c_p — ее теплоемкость, остальные величины в формулах (9.12) и (9.13) ясны из рис. 9.23 и 9.24.

В периоды, когда тепловая нагрузка достигает высоких значений, а расход пара G_2, G_1, G_1, G_{II} через ЧНД относительно невелик, установка может работать с трехступенчатым подогревом сетевой воды. В этом случае первой ступенью подогрева является специальный встроенный в конденсатор пучок труб III (рис. 9.23, *б*). При этом отборы G_1 и G_{II} практически не меняются, правда, несколько повышается значение p_1 , поскольку расход сетевой воды и его температура $t_{с.в.}$ через пучок меньше расхода циркуляционной охлаждающей воды $W_{ох.в.}$ и его температуры $t_{ох.в.}$. В конечном итоге такая трехступенчатая схема дает дополнительный выигрыш в экономичности установки.

Следует отметить что по данным эксплуатации, в среднем даче-, а при некоторых режимах трехступенчатая схема подогрева сетевой воды по сравнению с обычной одноступенчатой схемой позволяет в год экономить около 2.5% общего расхода топлива

В зависимости от соотношения электрической и тепловой нагрузок турбина может работать.

а) по тепловому графику. При этом мощность N_t определяется тепловой нагрузкой Q_t , а расход пара G_2 через ЧНД ограничивается требованиями надежности турбины, т.е. $G = G_2^{мин}$, регулирующий орган перед ЧНД закрыт

б) по электрическому графику. При этом расход пара G_2 через ЧНД определяется заданной электрической нагрузкой N_t , регулирующий орган перед ЧНД открыт частично или полностью, $G_2 > G_2^{мин}$

По сравнению с диаграммой режимов турбины с одним отопительным отбором пара рассмотренной в § 9.2, диаграмма режимов турбины с двухступенчатым отбором имеет некоторые особенности. Эти особенности определяются наличием двух отборов. Таким образом, на диаграмме следовало бы указать в отличие от рис. 9.7 не один, а два отбора G_1 и G_{II} . В то же время диаграмму режимов такой турбины нельзя строить подобно диаграмме турбины с двумя регулируемым отборами, рассмотренной в § 9.4. Дело в том, что если в турбинах с двумя регулируемы отборами промышленным и отопительным эти отборы независимы, то в турбинах с двухступенчатым отбором G_1 и G_{II} не могут приниматься независимыми они определяются согласно (9.13) тепловой нагрузкой Q_t и температурами прямой $t_{пр.в} = t_{2c}$ и обратной сетевой воды $t_{об.в} = t_{2н}$.

В установках с одноступенчатыми регулируемы отборами пара турбина обычно рассматривается изолированно от системы использования теплоты внешним потребителем, в установках же с двухступенчатым подогревом приходится рассматривать собственно турбину совместно с сетевыми подогревателями так как взаимозависимость p_t и p_{II} не только определяется расходами пара и характеристиками проточной части, но и зависит от характеристик сетевых подогревателей и сопротивления паровых трактов на линиях отборов

В связи с этим на диаграмме режимов вместо G_1 и G_2 следует ввести три параметра Q_t , $t_{пр.в}$ и $t_{об.в}$. Таким образом, диаграмма режимов должна представлять многопараметрическую зависимость

$$F(Q_t, N_t, G_1, t_{пр.в}, t_{об.в}) = 0 \quad (9.14)$$

Так как влияние температуры обратной воды $t_{об.в}$ на мощность N_t в реальном диапазоне изменения $t_{об.в}$ невелико и при $\Delta t_{об.в} = 10^\circ \text{C}$ составляет в среднем случае всего 1.5% номинальной мощности агрегата, то этот параметр

256

выпосится за пределы диаграммы режимов и учитывается дополнительным поправочным графиком

$$\Delta N_t = f(t_{об.в}, t_{пр.в}, G_1) \quad (9.15)$$

Таким образом, диаграмма режимов представляет собой более простую зависимость

$$F(Q_t, N_t, G_1, t_{пр.в}) = 0 \quad (9.16)$$

Рассмотрим построение диаграммы режимов [2] по методу ТМЗ

Мощность турбины N_t при работе по электрическому графику с расходом свежего пара, равным расходу при режиме теплового графика, условно принимается как сумма двух мощностей

$$N_t = N_t + \Delta N_{тс}; \quad (9.17)$$

здесь N_t — мощность, развиваемая теплофикационным потоком пара G_t , т.е. таким расходом пара через турбину, который обеспечивает заданную тепловую нагрузку Q_t (с учетом отборов пара на регенерацию и $G_2^{мин}$) и соответствует закрытому регулирующему органу перед ЧНД

$$N_t = G_t H_1^I + (G_t - G_1) H_1^{II} + G_2^{мин} H_1^{III} \quad (9.18)$$

При построении диаграммы режимов с двумя отопительными отборами пара исходным является режим работы турбоустановки по тепловому графику. Общее уравнение (9.16) заменяется двумя зависимостями

$$F(G_1, N_t, t_{пр.в}) = 0, \quad (9.19)$$

$$F(Q_t, N_t, t_{пр.в}) = 0 \quad (9.20)$$

Обе зависимости трехпараметрические, что позволяет представить их серии кривых на одном квадранте, аналогичной диаграмме с одним регулируемым отбором пара, показанной на рис. 9.7. Зависимость (9.19) показана на верхнем квадранте рис. 9.25. Однако по сравнению с диаграммой рис. 9.7 здесь нет кривых постоянного расхода пара в часть низкого давления или заменены более удобными для теплового потребителя кривыми постоянной температуры прямой сетевой воды $t_{пр.в} = \text{const}$. На этом квадранте вообще отсутствуют линии постоянного отбора $G_t = \text{const}$, имеющиеся на рис. 9.7. Напомним, что и для диаграммы турбины с одним регулируемым отбором пара (рис. 9.16) они могли быть заменены линиями неизменной тепловой нагрузки $Q_t = \text{const}$.

На диаграмме рис. 9.25 относящейся к турбине Т-185/220-12.8-2 ТМЗ, для определения или задания тепловой нагрузки Q_t следует пользоваться вторым, нижним квадрантом, который представляет графическую интерпретацию уравнения (9.20). Здесь опять же каждая кривая относится к неизменной температуре прямой сетевой воды $t_{пр.в} = t_{2c}$

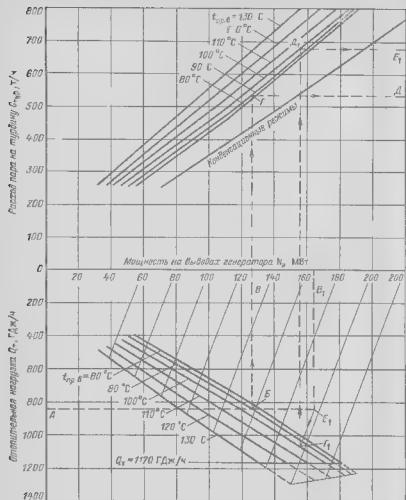


Рис. 9.25 Диаграммы режимов турбины Т 185/220 12 8-7 ГМЗ с двухступенчатым отбором пара

Как указывалось, турбина с регулируемым отбором пара в том числе рассматриваемая здесь турбина с двумя отопительными отборами пара, может работать и по электрическому графику. Если при работе по тепловому графику расход пара в последний отсек турбины (ЧД) или равен нулю или настолько мал, что мощностью ЧД можно пренебречь (это одно из отличий от диаграмм на рис. 9.7 и 9.21) то при работе по электрическому графику по сравнению с работой турбины по тепловому графику, рассмотренному выше, согласно (9.17) добавляется мощность, обозначенная как ΔN_e .

Очевидно, что при том же расходе свежего пара G_1 , как и при работе по тепловому графику, $N^{\text{ЧД}} = \text{const}$, а тепловая нагрузка естественно, уменьшится на

$$\Delta Q_2 - (Q_2)_t, (Q_2)_k \quad (9.21)$$

и

$$\Delta N_e = f(\Delta Q_2, G_1, t_{\text{пр.в}}) \quad (9.22)$$

Практически эту зависимость можно представить как линейную, т.е.

$$\Delta N_e = k \Delta Q_2 \quad (9.23)$$

поскольку ΔQ_2 само зависит от G_1 , а влияние $t_{\text{пр.в}}$ на коэффициент k относительно невелико. Зависимость (9.23) представлена тонкими линиями в нижнем квадранте рис. 9.25 и она учитывается непосредственно при построении линий $N_e - f(Q_2, t_{\text{пр.в}})$.

На верхнем квадранте показана зависимость $G_{\text{ур.в}} = G_1 = f(N_2)$ и для крайнего, чисто конденсационного режима, когда $Q_2 = 0$. Пользование диаграммой для турбины с двумя отопительными отборами пара иллюстрируется примерами [2].

Пример 9.2 Требуется при заданной тепловой нагрузке $Q = 840$ ГДж/ч и температуре прямой сетевой воды $t_{\text{пр.в}} = 90$ °C и работе по тепловому графику определить расход свежего пара G_1 и электрическую мощность агрегата N_e .

В нижнем квадранте при пересечении линий Q и $t_{\text{пр.в}}$ находим точку B которая на оси абсцисс показывает точку B т.е. мощность $N_e = (N)_e = 126$ МВт. Продолжая линию BV вверх в первый квадрант диаграммы до линии соответствующей $t_{\text{пр.в}} = 90$ °C — const. определяем расход свежего пара (точка G), равный $G_1 = 535$ т/ч.

Пример 9.3 Требуется определить расход свежего пара G_1 при тепловой нагрузке $Q = 840$ ГДж/ч, электрической мощности $N_e = 164$ МВт и температуре прямой воды $t_{\text{пр.в}} = 100$ °C. Турбина работает по электрическому графику.

Из точки A нижнего квадранта рис. 9.25, соответствующей тепловой нагрузке $Q = 840$ ГДж/ч проводим горизонтальную линию до пересечения в точке B_1 с вертикалью, соответствующей заданной электрической мощности $N_e = 164$ МВт (из точки B_1). Из точки пересечения B_1 в нижнем квадранте

проводится линия $E_1 G_1$ параллельная линиям $\Delta N_k = k \Delta Q$, до пересечения с линией $t_{ep} = -100^\circ \text{C}$. Точка G_1 характеризует тепловую нагрузку (Q).

1070 ГДж/ч, которую отдавали бы турбина при том же расходе свежего пара, но при работе по тепловому графику т. е. с при уменьшении Q на ΔQ 1070 840 230 ГДж/ч. Проекция $E_1 G_1$ на ось абсцисс равная ΔN 9 МВт определяет дополнительную мощность турбоагрегата в связи с тем что при работе по электрическому графику на величину ΔQ , уменьшена тепловая нагрузка. Вертикаль $G_1 D_1$, проведенная в первый квадрант до пересечения с линией $t_{ep} = -100^\circ \text{C}$ const, позволяет определить искомый расход свежего пара $G_1 = 680 \text{ т/ч}$.

При построении диаграммы режимов предполагалась определенная зависимость температур сетевой воды прямой t_{ep} и обратной t_{ob} , характерная для средних условий работы тепловых сетей, что сократило погрешность построенной диаграммы режимов, непосредственно не учитывающей влияние температуры t_{ob} .

Для пользования диаграммой режимов, показанной на рис 9 25, так же как и других диаграмм, имеется серия поправочных кривых, позволяющих учесть влияние ряда факторов [2].

Для случая, когда в теплофикационной турбине предусмотрено три регулируемых отбора производственного и двух отопительных построение диаграммы режимов и пользование ею несколько усложняются. Подробно это рассмотрено в [2].

Как упоминалось ранее, требования надежности части низкого давления турбины без специальных мер не позволяют вести до нуля расход пара через ступени ЧНД и тем самым в конденсатор.

Поэтому регулирующий орган перед ЧНД теплофикационных турбин (в турбинах ТМЗ и ЛМЗ поворотная диаграмма, см ниже, рис 10 39) не должен полностью закрываться. Очевидно, что эффективность этого минимально допустимого расхода пара $G_{\text{мин}}$ невелика. Теплоту этого пара можно использовать, применив дополнительную ступень подогрева сетевой (обратной) воды или подпиточной воды тепловых сетей. Случай подогрева обратной воды показан на рис 9 23, б. Для этого в конденсаторе образуется встроенный пучок труб, к которому подводится или обычная циркуляционная вода, или (при работе по теплофикационному режиму) обратная сетевая и подпиточная вода.

В последнем случае прекращается подача циркуляционной (охлаждающей) воды как к основному, так и к встроенному пучкам. При использовании встроенного пучка следует обратить особое внимание на надежность последних лопаток турбины. Если в теплофикационной турбине, как например, в турбине Т-250/300-23 5 ТМЗ последняя лопатка выполнена

большой длины и соответственно большой всерности, то при режимах с малым объемным пропуском пара $G_{\text{теп}}$ последняя ступень будет работать в вентилируемом режиме (см § 7 4), присущем, с одной стороны, малому расходу пара, с другой ухудшенному вакууму вследствие высокой температуры обратной воды, пропускаемой через встроенный пучок. Такие режимы могут быть ограничены по длительности или вообще запрещены.

9.6 ТУРБИНЫ С ОТОПИТЕЛЬНЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА НЕРЕГУЛИРУЕМОГО ДАВЛЕНИЯ

Особенности турбин с отборами нерегулируемого давления

В рассмотренных выше теплофикационных турбинах для широкого диапазона режимов работы обеспечивается независимость тепловой нагрузки и электрической мощности. Эта независимость определяется разной степенью открытия регулирующего органа (например, поворотной диафрагмы) и тем самым разным расходом пара в последующие (после этого регулирующего органа) ступени турбины. При этом давление пара в линиях отбора поддерживается постоянным или меняется в относительно небольших пределах. За редким исключением (турбина ТК-450/500-5 9 ТМЗ, см рис 10 42) при больших и тем более при максимальных отопительных отборах пара расход пара через эти ступени и, следовательно, в конденсатор, снижается до минимального, требуемого по условиям обеспечения надежности выходной части турбины.

Эти турбины, однако, имеют некоторые недостатки. Конструкция их сложнее, чем конденсационных турбин, из-за органов регулирующих отборы пара и встроенных в проточную часть (поворотные диафрагмы) или в основной паровой тракт. При чистых конденсационных режимах, когда отопительные отборы отсутствуют, экономичность проточной части турбины снижается. Это объясняется, хотя обычно не очень большими, но неизбежными потерями давления даже в полностью открытых поворотных диафрагмах или регулирующих клапанах а также тем, что перед поворотными диафрагмами имеются довольно большие камеры и тем самым исключается возможность использования кинетической энергии пара, накапливающейся ступень, предшествующую отопительному отбору пара.

К этому следует добавить, что турбины с регулируемым отопительными отборами типа Т и ПТ проектируются с учетом длительной (в отопительный период) работы с малыми расходами пара в конденсатор. Как правило, при одной и той же мощности при конденсационных режимах по сравнению с турбинами типа К они имеют меньшие суммарные кольцевые

площадь последних ступеней Ω . Предполагается, что при необходимости в больших высотах последних ступеней или увеличении числа потоков в ЧНД таких турбин. Действительно в зимнее время тепловые нагрузки значительны и расходы пара G_p , наоборот, малы. В летнее же время в связи с высокой температурой охлаждающей воды нельзя обеспечить глубокий вакуум в конденсаторе и, следовательно, опять же нет необходимости в больших площадях последних ступеней Ω .

Однако, как показала практика, часто после начала эксплуатации ТЭЦ довольно длительный период тепловые сети еще не готовы, не подключены или подключены к ТЭЦ лишь частично и теплофикационные турбины работают в неоптимальных для них круглогодичных конденсационных режимах. Нередка и другая ситуация. Обычная электростанция (ТЭС) построена как чисто конденсационная, так как вблизи не было достаточно энергоемких потребителей теплоты. Но со временем такие потребители появляются: строятся новые жилые массивы, разные формы теплоснабжения замещаются наиболее экономически выгодной комбинированной выработкой теплоты и электрической энергии. В то же время строятся новые ТЭЦ. Может оказаться нерациональным и не всегда есть необходимость в дополнительной выработке электроэнергии. Нет вблизи достаточного количества топлива. Да и строительство новой ТЭЦ дело довольно дорогое.

Выходом в такой ситуации может быть использование обычных конденсационных турбин для комбинированной выработки теплоты и электроэнергии. Капитальные затраты при этом относительно незначительны, кроме естественно, тепловых сетей, необходимых и при строительстве новой ТЭЦ. Нужна только установка системы сетевых подогревателей в машинном зале ТЭС или в специальной пристройке к нему.

В этом случае из прочной части турбины, обычно из мест, где осуществляются отборы пара для регенеративного подогрева конденсата и питательной воды, производятся дополнительные отборы идущие к сетевым подогревателям. Таких отборов может быть один, два, три и даже больше. Увеличение числа отборов как было рассмотрено в предыдущем параграфе ведет к повышению экономичности турбоустановки при теплофикационных режимах ее работы, позволяет с меньшим снижением КПД менять независимо тепловую и электрическую нагрузку. В системе сетевых подогревателей Б1-Б2 производится последовательный подогрев сетевой воды обеспечивающий заданную тепловую нагрузку Q_c и температуру прямой сетевой воды $t_{пр}$. Как правило, речь идет о теплофикационном, отопительном потребителе, хотя аналогичным образом могут производиться отборы повышенного

давления для промышленного (производственного) теплового потребителя.

Принципиальной особенностью такой турбины является то, что в отличие от рассмотренных выше турбин с регулирующими отборами в прочной части на линии основного потока пара нет никаких регулирующих органов: клапанов, заслонок, поворотных диафрагм. Однако и в этом состоит различие в работе данного типа турбин и турбин типа Т. П. ПТ и др. с изменением расхода пара через турбину давления отбираемого пара (как и нерегулируемых отборов для регенеративного подогрева питательной воды) будут меняться. Следовательно, не будет независимого изменения тепловой и электрической нагрузок. Поэтому такого рода турбина называется турбиной с теплофикационными отборами нерегулируемого давления.

Схема ее турбоустановки (без регенеративных отборов) показана на рис. 9.26. В данном примере предусмотрена система с тремя сетевыми подогревателями и соответственно с тремя теплофикационными отборами. Недостатки таких турбин вытекают из отмеченного выше

жесткая связь между расходом пара в турбину и, следовательно, электр. и тепловой мощностью и тепловой нагрузкой. С изменением расхода пара поступающего в турбину примерно пропорционально расходу меняется электрическая мощность (см.гл. 8) и практически пропорционально меняется тепловая нагрузка. С уменьшением расхода пара G_1 снижается давление пара в верхнем теплофикационном отборе и соответственно

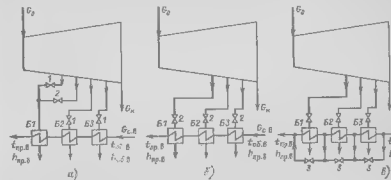


Рис. 9.26. Упрощенные принципиальные схемы турбоустановки с отопительными отборами пара нерегулируемого давления при трех сетевых подогревателях.

а) осуществление регулирования тепловой нагрузки с переключением или отключением отопительных отборов пара. 1 — задвижки на линиях отборов пара, б) влияние регулирования с дросселированием пара на линии отбора. 2 — регулируемые клапаны, 3 — регулируемые клапаны на линиях сетевой воды.

температура на выходе из верхнего сетевого подогревателя $B1$ температура прямой воды $t_{пр}$ и невозможность обеспечения требуемой (особенно большой) тепловой нагрузки и температуры прямой воды при существенном снижении электрической мощности турбоагрегата, если теплофикационные отборы осуществляются непосредственно из проточной части, то при относительно большой величине этих отборов в камере отбора неизбежна существенная радиальная и окружная неравномерность параметров, оказывающая влияние на экономичность и, главное, на надежность околоотборных ступеней. В связи с этим приходится выполнять из одной камеры несколько расположенных по окружности отборных патрубков, применять особые меры для уменьшения отмеченной неравномерности, повышать динамическую надежность облопачивания околоотборных ступеней. Одним из эффективных способов является выполнение лопаток с цельнофоркервными бандажами (см. рис. 4.36). Иногда лопатки проектируются с боковой хордой профилей, обеспечивая снижение σ_{max} .

Достоинствами конденсационных турбин с теплофикационными отборами нерегулируемого давления являются возможность во многих случаях использовать обычные конденсационные турбины, в том числе отработавшие технологически с накопленным опытом успешной эксплуатации. Последнее особенно важно для турбин АЭС. Проточные части конденсационных турбин могут применяться без изменений или с незначительными изменениями по сравнению с чисто конденсационными модификациями. Относительно невелики изменения и в стартовой части в основном необходимых изменений выше организация системы отвода пара, зачастую большого объема его расхода,

заменив повышенная экономичность конденсационных турбин по сравнению с турбинами, имеющими регулируемые отборы, при конденсационном режиме работы. Повышенная экономичность конденсационной турбины характерна и при некоторых теплофикационных режимах определенных сочетаниях тепловой и электрической нагрузки. Это объясняется тем, что в турбинах с регулируемыми отборами эти режимы обычно обеспечиваются соответствующим прикрытием регулирующих органов и следовательно, дросселированием всего потока пара, проходящего через последующие ступени, большая конструктивная и технологическая простота конденсационных турбин со значительным числом одинаковых элементов, отсутствием поворотных диафрагм. Обычно в конденсационных турбинах проще и система регулирования.

Каковы возможные пути продолжения важного указанного недостатка жесткой связи тепловой и электрической нагрузок?

Способы независимого регулирования тепловой и электрической нагрузок

1. Работа нескольких агрегатов на общую сеть. Это легко осуществляется по электрической нагрузке. По тепловой нагрузке возможно использование рядом (на той же электростанции) расположенных турбин, в том числе турбин с регулируемым отборами пара.

2. Получение только части тепловой нагрузки на базе комбинированной выработки, т. е. из отборов данной турбины с теплофикационными отборами нерегулируемого давления. Дефицит Q_2 покрывается за счет специальной пиковой котельной. Этот путь используется и на обычных ТЭЦ, когда временно существенно возрастает тепловая нагрузка. Очевидно, что при этом общая экономичность системы снижается, так как относительно уменьшается доля энергии, вырабатываемой на базе теплового потребителя.

3. Переключение сетевых подогревателей на другие линии отбора. Например, при снижении расхода пара G_1 и той же величине Q_2 можно переключить последний по потоку сетевой воды подогреватель $B1$ на отбор более высокого давления. При этом несколько упадет КПД, так как чем выше давление отбора, тем меньше нагрузка на базе теплового потребления и, кроме того, произойдет перераспределение отборов, которое не будет оптимальным. В других случаях при заданной мощности N_2 тепловую нагрузку можно изменить (уменьшить), отключением какого-либо из отборов. Этот способ, естественно, не допускает толпой, непрерывной регулировки нагрузки: она будет меняться ступенчато.

4. Сохранение отборов по давлениям, но установка на линиях отборов регулирующих клапанов (рис. 9.26, б), меняющих отборы на год или иной сетевой подогреватель. Этот путь означает снижение экономичности присущее любому процессу дросселирования. Данный способ, используемый ЛМЗ (в сочетании с предыдущим), имеет определенные преимущества. Дело в том, что на линиях отборов предусматривается установка обратных клапанов, предохраняющих проточную часть турбины от возможных при некоторых режимах забросов воды. Регулирующий клапан на линии отбора может быть объединен с обратным, что позволяет упростить систему регулирования и защиты.

5. Вместо предлагаемого в п. 4 способа тонкое регулирование тепловой нагрузки осуществляется переключением части сетевой воды помимо того или иного сетевого подогревателя. Например (рис. 9.26, в) если часть сетевой воды после подогревателя $B2$ направить не в подогреватель $B1$, а помимо него, то, очевидно, что температура прямой

волды $t_{гр}$ и соответственно тепловая нагрузка уменьшаются. При этом сплится общая экономичность турбоустановки. Такой путь применяется в турбинах ХТЗ. Как показывают термодинамический анализ и детальные расчеты, четвертый и пятый иго имеют примерно одинаковую экономичность.

Подводя итог рассмотрению разных принципов комбинированной выработки теплоты и электрической энергии на базе конденсационных турбин с теплофикационными отборами регулируемого давления отметим, что выбор этого типа турбоустановок по сравнению с турбинами с регулируемым отборами пара следует проводить на основе детальных технико-экономических расчетов с учетом графиков нагрузки.

В определенных условиях может оказаться целесообразным или иной тип турбин. В то же время отметим, что приоритет широкого использования турбин с отопительными отборами регулируемого давления принадлежит отечественному турбостроению.

В настоящее время, в частности, в атомной энергетике имеются турбины такого типа с большой (равной или даже превышающей электрическую мощность) тепловой нагрузкой, что им присвоено специальное обозначение турбины типа КТ конденсационно-теплофикационные. Более того, все вновь проектируемые энергетические конденсационные турбины турбинных заводов, в том числе многие экспортные, большая часть модернизируемых турбин включают возможность теплофикационных отборов регулируемого давления (см. в частности, описание турбин в гл. 10).

Имеется два принципиально разных подхода к созданию конденсационных турбин с большой тепловой нагрузкой.

1. В проточной части используется практически без изменений чисто конденсационная турбина. Очевидно, что в этом случае некоторые ступени при теплофикационном режиме будут работать в нерасчетных, неоптимальных условиях с пониженным КПД, а в предотборных и ряде других ступеней могут существенно возрасти изгибные напряжения в рабочих лопатках и диафрагмах. При больших отборах пара в последних ступенях ЦНД могут настолько уменьшиться объемные пропуски пара, что их рабочие лопатки окажутся в недопустимых условиях по вибрационной надежности (см. § 7.4). Все что должно учитываться при переводе турбины на работу с теплофикационными отборами.

2. Турбина проектируется заново. Номинальный (расчетный) режим ее работы выбирается с учетом годового графика нагрузки и теплофикационных режимов. При этом можно подобрать места отборов и теплопередачу ряда ступеней, близкие к оптимальным для какого-то промежуточного режима, среднего в условиях годовой работы. При таком подходе к проектированию турбины ее КПД будет несколько ниже

в условиях конденсационного режима, чем у чисто конденсационной турбины. Проверка надежности элементов проточной части должна проводиться и при конденсационных режимах, особенно для последних ступеней ЦНД и при наибольших теплофикационных отборах.

Возможны и промежуточные решения. Например турбина К-1000-5,9-2 ХТЗ (рис. 10.30) как конденсационная выполняется с тремя ЦНД. При использовании ее для умеренной тепловой нагрузки (2000 ГДж/ч) проточная часть турбины почти не меняется, однако при очень большой нагрузке (выше 4000 ГДж/ч) сохранение трех ЦНД может привести к недопустимо малому объемному пропуску $G_{вх}$ через последние ступени ЦНД. С учетом годового графика нагрузки может оказаться целесообразным выполнить турбину не с тремя, а с двумя ЦНД. Проточная часть турбины в этом случае может (естественно, после соответствующей проверки надежности) базироваться на отработанных для конденсационной модификации ступенях и других элементах.

Поскольку конденсационные паровые турбины (и для ТЭС, и для ТЭЦ, и для АЭС, и для АТЭЦ) с большими теплофикационными отборами регулируемого давления и разрабатываются вновь, и реконструируются из ранее созданных чисто конденсационных агрегатов, то методика расчета турбины при переводе ее на работу для комбинированной выработки представляет широкий интерес.

Детальный расчет всех режимов должен проводиться для всей турбоустановки, учитывать изменения в тепловой схеме, баланс системы сетевых подогревателей и (для турбин АЭС) сепараторов-подогревателей. Для проточной части, особенно для ступеней ЦНД, изменения режимы должны рассчитываться с учетом переменных по радиусу параметров потока (см. § 3.4). И те и другие расчеты производятся на ЭВМ по довольно сложным программам. Изложим эти программы не может быть предметом рассмотрения в данной книге. В то же время независимо от такого полного, детального расчета необходима предварительная оценка работы турбины, подбор системы сетевых подогревателей, т. е. необходима простая, физическая, понятная, хотя и приближенная методика, представленная ниже.

Предварительная методика расчета по переводу конденсационных турбин для работы с теплофикационными отборами регулируемого давления

Пример, что заданными являются данные полного расчета проточной части турбины при номинальном конденсационном режиме, номинальная тепловая нагрузка Q_n , температуры сетевой воды $t_{гр}$ и обратной $t_{об}$.

1 Выбирается число отборов для теплофикации и тем самым число последовательно включенных сетевых подогревателей Б1, Б2. Выбираются места в проточной части турбины, где будут производиться теплофикационные отборы. Как правило, это камеры в проточной части и за ее отсеками (цилиндрами), где предусмотрены отборы пара для регенеративного подогрева питательной воды. Верхний отбор (на подогреватель Б1) должен производиться при таком давлении, чтобы обеспечить номинальную температуру прямой (сетевой) воды. Предварительно, так как давление пара в месте отбора при теплофикационном режиме будет ниже, чем при исходном, конденсационном, а также с учетом некоторого недогрева сетевой воды в сетевом подогревателе Б1 температура насыщения при давлении отбора в исходном режиме должна быть на $\Delta t = 10 \dots 40$ С выше температуры $t_{пр.н.}$. Чем больше относительная величина тепловой нагрузки, т.е. $N_x/N_{x,к}$, где N_x (в МВт) равно $3.6Q_x$ (в ГДж/ч) тем больше должны быть Δt .

По характеристикам сетевых подогревателей или по оценке с учетом потерь давления в тракте от состояния пара в проточной части до входа в подогреватель принимаются значения недогрева δt . В первом приближении можно для всех подогревателей принять $\delta t = 5$ С.

2 Определяется расход сетевой воды при заданных номинальных значениях тепловой нагрузки Q_x и температурах сетевой воды $t_{пр.н.}$ и $t_{об.н.}$

$$G_{с.н.} = \frac{Q_x}{h_{пр.н.} - h_{об.н.}}$$

Здесь $h_{пр.н.}$ и $h_{об.н.}$ энтальпии сетевой воды.

Для каждого (i-го) подогревателя составляется баланс, из которого сначала в первом приближении определяется количество отбираемого для целей теплофикации пара

$$(\Delta G_{отб})_i = \frac{(h_{a2})_i (h_{a1})_i}{(h_{отб})_i (h_{с.н.})_i} \quad (9.24)$$

Здесь h_{a2} и h_{a1} энтальпии сетевой воды на входе в подогреватель и выходе из него $h_{отб}$ энтальпия отбираемого пара, $h_{с.н.}$ энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении отбора $(p_{отб})_i$ (см. рис. 9.26).

3 Определяются пониженные давления во всех точках отбора с учетом всех дополнительных отборов пара на теплофикацию. Для этого используются формулы Стодолы - Флогеля (7.44) и (7.48). Сначала можно не учитывать влияние изменения произведения p_1 , т.е. принимать $t_0 = 1$.

Тогда давление в первом (нижнем) отборе, идущем на подогреватель Б3 (примем, как на рис. 9.26, что выбрано три подогревателя),

$$p_{II} (p_{отб})_{II} = p_{III} \frac{G_{III} - \Sigma \Delta G_{отб}}{G_{III}} \quad (9.25)$$

Здесь p_{III} и p_{II} давления пара в отборе при конденсационном и теплофикационном режимах; G_{III} расход пара через ступень после данного отбора при конденсационном режиме, $\Sigma \Delta G_{отб}$ суммы всех теплофикационных отборов, полученных по формуле (9.24).

Давление пара в предыдущем (II) и верхнем (I) отборах подсчитывается по формулам

$$p_{II} = \sqrt{(p_{II}^2 - p_{III}^2) \left(1 - \frac{\Delta G_{III} + \Delta G_{II}}{G_{II}}\right)^2 + p_{III}^2}, \quad (9.26)$$

$$p_I = \sqrt{(p_{II}^2 - p_{III}^2) \left(1 - \frac{\Delta G_I}{G_{II}}\right)^2 + p_{II}^2} \quad (9.26a)$$

Здесь G_{II} и G_{I} расходы пара через ступень после соответствующего отбора при конденсационном режиме.

Во всех этих расчетах, если отбор пара производится из дублированных проточных частей, расходы пара принимаются для одного из потоков.

Далее по $t_i = f(p_i)$ уточняется температура прямой воды $t_{пр.н.}$ $t_1 - \delta t_1$ и величины всех отборов. При необходимости выбираются другие места для теплофикационных отборов. При этом может оказаться, что в проточной части нет или конструктивно неудобно подобрать место для верхнего отбора, чтобы обеспечить заданное значение $t_{пр.н.}$

4 Производится проверка основных характеристик ступеней, у которых больше всего при теплофикационном режиме изменяется теплоперепад и изгибающие напряжения. Как правило, это ступени, предшествующие отборам. Зная новые расходы пара через эти ступени и новые давления за ними (и с оценкой процесса расширения удельные объемы v), т.е. объемные пропуски Gv , можно, пользуясь формулами гл. 7, найти новые значения теплоперепадов H_0 , изменения отношения скоростей и изгибающих напряжений. Следует помнить, что в некоторых случаях режимы течения в решетках предотборных ступеней могут стать критическими, что требует использования детальных методов расчета переменного режима работы ступени, а не упрощенных формул, как правило, относящихся к докритическим режимам.

Если изгибающие напряжения в рабочих лопатках заметно возрастут

$$\frac{\sigma_{изг}}{(\sigma_{изг})_0} \approx \frac{GH_0 \eta_{oi}}{G_0 H_{00} (\eta_{oi})_{00}}, \quad (9.27)$$

то может оказаться необходимым увеличить хорду их профиля. При этом следует учитывать, что кроме роста статических напряжений $\sigma_{\text{ст}}$ под воздействием импульса действующего на топчатки в связи с большой иррегулярностью в камере отбора, вызванного большой его относительной величиной, желательнее вообще в этих ступенях обеспечить незначительное допустимое расчетное напряжение $\sigma_{\text{ст}}^{\text{доп}}$.

5 Уточняется предварительно проведен расчет и ряда других ступеней, процесс распыления, учитывая в том числе изменение влажности пара, а при пользовании формулами Стодольи Флюгеля и переменные значения произведения pr .

6 Особое внимание должно быть уделено расчету последней ступени турбины, при этом в связи с изменением расхода пара в конденсатор необходимо уточнить давление p_k . Это уточнение должно учитывать и то, что наибольшие теплотехнические нагрузки приходится на зимнее время при низкой температуре охлаждающей воды.

По изменению объемного пропуска пара через последнюю ступень и известным характеристикам этой ступени не только определяются ее КПД и мощность, но и принимается решение о допустимости работы в условиях возможного появления отрывного, вихревого режима течения.

7 Производится после всех уточненных расчетов прочной части полный расчет тепловой схемы (турбоустановки) и определяется электрическая мощность турбоагрегата, которая естественно, будет меньше мощности при конденсационном режиме.

Диаграмма режимов турбины с теплофикационными отборами нерегулируемого давления

В связи с новизной такого типа турбины и разными применяемыми способами регулирования тепловой нагрузки пока нет установленной методики построения диаграммы режимов турбины или, что точнее, турбоустановки. Рассмотрим общие принципы ее построения (рис 9.27).

На диаграмме по оси ординат откладывается электрическая мощность N_e , и одновременно для конденсационного режима работы расход свежего пара G_0 . Их взаимозависимость определяется расчетом переменного режима работы конденсационной турбины, рассмотренного в гл 8. Зависимость $N_{\text{э.к}} = f(G_{0\text{к}})$ будет более простой для дросселинного парораспределения и несколько более сложной в случае соплового парораспределения.

По оси абсцисс откладывается тепловая нагрузка Q_T . При этом сначала предполагается, что расход свежего пара постоянен и равен его значению при конденсационном режиме. На диаграмме рис 9.27, а принято, что отопительные отборы

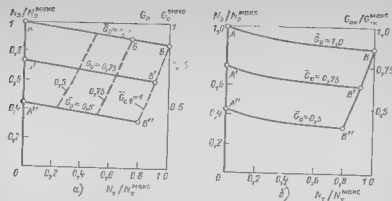


Рис 9.27. Пример диаграммы режимов турбины с отопительными отборами пара нерегулируемого давления.

а) при полностью открытых клапанах на линиях отборов и отсутствии перепуска сетевой воды на диаграмме выносятся линии $G_0 = \text{const}$ при заданном изменении тепловой нагрузки Q_T и $G_0 = \text{const}$ при заданном изменении отбираемого пара или частичном перепуске сетевой воды при $G_0 = \text{const}$.

пара не отключаются, не переключаются, что отсутствует плавное изменение тепловой нагрузки путем дросселирования отборного пара или перепуска сетевой воды. Тогда для заданного расхода G_0 и выбранного расхода сетевой воды $G_{\text{с.в}}$ и $G_{\text{с.в}}^{\text{макс}}$ по формулам этого параграфа подсчитываются значение отопительных отборов их давления и температура сетевой воды на выходе из верхнего сетевого подогревателя $t_{\text{пр.в}}$.

При заданной, принятой неизменной температуре обратной воды $t_{\text{об.в}}$ по формуле (9.13) находится тепловая нагрузка Q_T , ГДж/ч и N_e , МВт. Одновременно при данном изменении расхода пара в проточной части турбины ниже верхнего отопительного отбора определяются давления, расходы пара, теплоперепады отсеков, их КПД и в итоге электрическая мощность N_e , естественно меньшая чем при конденсационном режиме $N_{\text{э.к}}$. Такой расчет даст одну точку, например Б, на диаграмме. Для разных значений $G_{\text{с.в}}$ и соответственно N_e , при данном $G_0 = \text{const}$ строится линия AB , где $N_e = f(G_{\text{с.в}})$.

Аналогичный расчет проводится для других значений расхода свежего пара G_0 линии $A'B'$, $A''B''$. В итоге получается серия кривых показанных на рис. 9.27, а. На диаграмме показана (см. линию BB'') правая граница предельных значений электрической мощности N_e при заданных значениях G_0 и максимальные значения расхода сетевой воды $G_{\text{с.в}} = 1$.

Из диаграммы легко определить без переключения верхнего отбора пара отопительного отбора на место предшествующей

(по пару) регенеративного отбора повышенного давления какую максимальную тепловую мощность N_T можно получить при заданных электрической мощности и расходе сетевой воды

Так например, при заданной $G_0 = 0,75$ и $N_T = 0,6 N_T^{\max}$ точка B' дает $N_T = 0,92 N_T^{\max}$. Таким образом, по диаграмме рис 9.27, а получаем, что для заданной мощности N_T изменение тепловой нагрузки осуществляется в определенных пределах только за счет изменения расхода сетевой воды, что не всегда удобно в условиях эксплуатации

Если в турбоустановке предусмотрено плавное изменение (уменьшение) тепловой нагрузки без изменения расхода сетевой воды т.е. при $G_{св} = \text{const}$, а дросселированием отбираемого пара или частичным перепуском сетевой воды (рис 9.26, б и в), то следует к диаграмме рис. 9.27, а добавить серию поправочных зависимостей и для каждого значения $G_{св}$ построить новую диаграмму режимов. Пример ее для той же турбины приведен на рис. 9.27, б при $G_{св}^{\max}$. При заданном неизменном расходе свежего пара строятся линии AB , AB' .

Как происходит построение этих линий? Если, например, для $G_0 = 1$ необходимо снизить тепловую нагрузку до величин, меньшей, чем $N_T^{\max}$, отвечающей точке B , то согласно рис 9.26, б на линиях отборов пара (или одной из них к $БI$) с помощью регулирующих клапанов производится дросселирование пара. Очевидно, что при этом по сравнению с режимом, соответствующим точке B диаграммы, давление пара на входе в $БI$ понизится, снизится температура и энтальпия прямой сетевой воды, уменьшится тепловая нагрузка N_T . При этом несколько уменьшится и количество отбираемого пара. Благодаря последнему немного возрастет электрическая мощность агрегата она станет больше, чем определяемая по точке B диаграммы, т.е. линия BA не будет горизонтальной. Однако, сравнивая линии AB на диаграммах рис. 9.27, а и б, видим, что кроме крайних режимов (конденсационного и полного открытия клапанов на линиях отборов) в диаграмме рис. 9.27, б линия AB пойдет ниже, т.е. при той же тепловой мощности и том же расходе свежего пара электрическая мощность N , будет меньше. Очевидно будет ниже и экономичность всей турбоустановки

Разница в экономичности для этих двух способов (при $G_0 = \text{const}$) изменения N_T уменьшением $G_{св}$ (рис. 9.27, б) или дросселированием отбираемого пара при $G_{св} = \text{const}$ (рис 9.27, в) зависит от режима (главным образом, от удаления от крайних режимов A и B без дросселирования), а также от того, как спроектирована турбина. Под последним понимается выбор теплопередач ряда ступеней и числа потоков низкого давления

1 Какие основные преимущества комбинированной выработки теплоты и электрической энергии? Каким главным показателем определяется экономический выигрыш от комбинированной выработки? У какого типа теплофикационных турбин этот показатель самый высокий? Какой тип турбин экономически самый выгодный?

2 Какие типы теплофикационных турбин используются в отечественной теплоэнергетике? В каких случаях целесообразен тот или иной тип теплофикационных турбин?

3 Почему турбины с противодавлением нашли ограниченное применение? Почему турбины с противодавлением обычно выполняются с согласованным парораспределением?

4 Какие основные отличительные признаки турбин с регулируемым отбором пара? При каких условиях обеспечиваются так называемые номинальная и максимальная мощности этих турбин? Как в зависимости от тепловой нагрузки меняется давление отбираемого пара в таких турбинах?

5 Как для турбин с регулируемым отбором пара выбираются расчетные пропуски пара в части высокого и низкого давлений? Чем чреват беспорядочный режим (полное закрытие регулирующего органа отбора пара) части низкого давления этих турбин?

6 Чем отличается выбор размеров последних ступеней и выходных потоков теплофикационных и конденсационных турбин?

7 В каких случаях и почему в турбинах с теплофикационными отборами целесообразен или даже необходим промежуточный перегрев пара?

8 Что такое диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара? Чем определяются рабочие границы этой диаграммы?

9 В каких элементах турбоустановки происходит передача сетевой воде теплоты отбираемого из турбины пара? В каких единицах измеряется тепловая нагрузка теплофикационных турбин? Что называется температурой прямой и обратной сетевой воды? Какие примерно пределы изменения этих температур? Что такое пиковый подогреватель (бойлер) и пиковая котельная?

10 Что такое нерегулируемая зона диаграммы режимов отборной турбины? Для чего она нужна? От чего зависит область диаграммы занимаемой нерегулируемой зоной? Для каких районов целесообразно делать ее более обширной для холодных или для теплых?

11 Как на диаграмме режимов определяется максимальное давление пара на линии отбора? Чем оно ограничивается? Как на диаграмме режимов определяется максимальный отбор пара?

12 Какой физический смысл поправочных коэффициентов при построении диаграммы режимов учитывающих влияние режима работы ЧВД на мощность ЧНД и наоборот - режима работы ЧНД на мощность ЧВД? Как определяются эти поправочные коэффициенты?

13 В каких случаях применяются турбины с двумя регулирующими отборами пара? Какие конструктивные особенности таких турбин? Какие принципы построения диаграммы режимов турбины с двумя регулирующими отборами пара? Как пользоваться такой диаграммой?

14 Что такое турбины с двух или многоступенчатыми отопительными отборами пара? Какие они имеют преимущества? Как конструктивно они

устройств? Как в таких турбинах осуществляется независимое изменение тепловой и электрической нагрузок? Как поддерживается постоянная заданная температура прямой воды?

15 Для чего в конденсаторах турбин с отопительными отборами пара выполняется встроеным пучок? Какие недостатки и трудности его использования?

16 Что такое работа теплофикационных турбин по тепловому и по электрическому графику?

17 Почему для турбин с двухступенчатым подогревом сетевой воды нельзя строить диаграмму режимов, как и для турбины с двумя регулирующими отборами пара? Какие принципы построения диаграммы режимов турбин с двухступенчатым отопительным отбором пара и одним регулирующим тепловую нагрузку органом?

18. Что такое конденсационные турбины с теплофикационными отборами нерегулируемого давления? В чем их принципиальное и конструктивное различие по сравнению с турбинами с регулируемым отбором?

19 Какие достоинства конденсационных турбин с отборами нерегулируемого давления? Какие их основные недостатки?

20 Какие проблемы надежности возникают при работе этого типа турбин с большими теплофикационными отборами пара? Как эти проблемы решаются?

21 Каковы пути независимого изменения тепловой и электрической нагрузок такого типа турбин?

22 Какие способы ступенчатого и плавного изменения тепловой нагрузки таких турбин при неизменном расходе свежего пара?

23 Как выбираются места теплофикационных отборов в таких турбинах в частности место отбора пара на верхний сетевой подогреватель?

24 Как строятся диаграммы режимов такого типа турбин?

Глава десятая

КОНСТРУКЦИИ СТАЦИОНАРНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

10.1. НЕКОТОРЫЕ ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ТУРБИН

Перед рассмотрением конкретных конструкций турбин представленных в этой главе, имеет смысл остановиться на некоторых принятых в турбостроении общих принципах конструирования паровых турбин. Поскольку выбор параметров пара и частоты вращения рассмотрены выше, то они предполагаются заданными. Естественно, задано и назначение турбины.

Турбины конденсационные, с противодавлением и теплофикационные относительно небольшой мощности, примерно до 50 МВт, выполняются в одном цилиндре (рис. 10.1, а) Также одноцилиндровой может быть турбина и больше

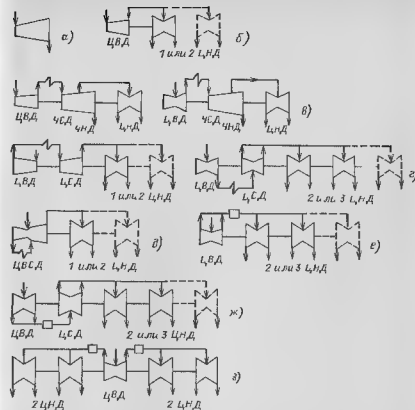


Рис. 10.1. Типичные схемы направления потоков пара в одноцилиндровых турбинах. а) одноцилиндровая (одноступенчатая) б) двухцилиндровая с одним или двумя ЦНД, в) трехцилиндровая с тремя ЦНД, г) трех-четырех- или пятицилиндровая с одним, двумя или тремя ЦНД, д) с совмещенными частями высокого или среднего давления и одним или двумя ЦНД, е) с двухцилиндровым ЦВД с двумя или тремя ЦНД, ж) с трехцилиндровым ЦВД и ЦСД и двумя или тремя ЦНД, з) с двухцилиндровым ЦВД и четырьмя ЦНД, разводящимися по два с обеих сторон ЦВД

мощности - до 100-150 МВт, если она создается с противодавлением, с большими отборами пара для внешнего потребителя и конденсационная с относительно плохим вакуумом. Однако обычно турбины с теплофикационными отборами пара, хотя для них может и не требоваться дублирование потоков пара в части низкого давления, для лучшей организации отборов и их регулирования при мощности 50-100 МВт не удается выполнить в одном цилиндре.

Паровые турбины для утилизационных ПГУ выполняются одно- или двухцилиндровыми (рис. 10.1, а и б).

Многоцилиндровые агрегаты для ТЭС и ГЭС состоят из ЦВД, ЦСД (если он имеется), одного или нескольких ЦНД.

Обычно цилиндры располагаются по потоку пара. После ЦНД устанавливается электрогенератор. Для турбин АЭС возможно как такое же расположение цилиндров, так и иное (рис. 10.26, 10.27 и 10.32), когда первый цилиндр ЦВД располагается в центральной части агрегата, а по бокам его находятся ЦНД (рис. 10.1, 9).

В настоящее время одновальные турбины проектируются не более чем с пятью цилиндрами. В этом случае валопровод агрегата, состоящий из роторов турбины и ротора генератора, имеет шесть основных участков.

Очевидно, что увеличение числа цилиндров означает не только удорожание турбины, но приводит к большей величине тепловых расширений, большому числу опор подшипников, соединений роторов, муфт, более густому спектру собственных частот валопровода. При этом возрастает требования к изготовлению и монтажу агрегата, к жесткости фундамента, что в конечном счете вызывает повышенные трудности обеспечения надежности всего турбоагрегата. Кроме того, увеличивается длительность и стоимость ремонта. Поэтому пяти цилиндровые агрегаты выполняются только при их большой мощности, сочетаемой в конденсационных турбинах с глубоким расчетным вакуумом. Такими являются турбины для ТЭС мощностью 800 и 1200 МВт (рис. 1.4 и 10.13), быстроходные турбины для АЭС мощностью 500 МВт и более (рис. 10.26, 10.27, 10.32). Принципиально можно выполнить турбину с шестью цилиндрами. Однако по указанным выше причинам таких турбин нет даже в перспективных проектах агрегатов сверхбольшой мощности. Длительный опыт работы ТЭС и АЭС показал возможность обеспечения высокой эксплуатации опной надежности пятицилиндровых машин.

Выбор числа цилиндров, как было рассмотрено в гл. 6, определяется на основе технико-экономических расчетов. Нельзя не отметить некоторой тенденции турбостроительной промышленности к уменьшению числа цилиндров. Это объясняется трудностями обеспечения электростанций холодной циркуляцией водой и, следовательно, получения глубокого вакуума, а также стремлением снизить трудоемкость и металлоемкость изготовления. Уменьшение числа цилиндров при заданных мощности, частоте вращения и давлении в конденсаторе возможно за счет сокращения числа ЦНД (при этом необходимы или большие размеры кольцевых площадок — последних лопаток, или сохранение тех же последних лопаток и, как следствие, снижение экономичности) и за счет объединения в одном, первом цилиндре частей высокого и среднего давления турбины совмещенного ЦВСД (рис. 10.34). Недостатком конструкции совмещенного ЦВСД является ограничение числа ступеней этих двух частей турбины и тем самым некоторое

уменьшение КПД, а также определенные трудности компактного, рядом с цилиндром расположения большого числа клапанов.

Направление потоков пара в многоцилиндровой турбине определяется рядом факторов: уменьшением усилий, действующих на упорный подшипник, сокращением взаимных осевых перемещений валопровода и системы корпусов, уменьшением тепловых деформаций, расположением трубопроводов, органов парораспределения и т. д.

Первый цилиндр ЦВД может выполняться однопоточным с подводом пара с конца (рис. 10.5, 10.19, 10.25, 10.35, 10.38) или в среднюю часть (рис. 10.1, 2, 10.10, 10.13, 10.41 и др.). При подводе пара в ЦВД в среднюю часть добавляются некоторые потери энергии в проточной части (теряется выходная энергия пара после первого отсека, имеется небольшая потеря давления в перепуске), но сокращаются потери в конечных уплотнениях. Однако главное преимущество такого подвода — меньшие температурные разности в корпусе цилиндра. Достоинством подвода пара в средней части является уравнивание осевого усилия в пределах одного цилиндра.

В некоторых турбинах при больших объемных пропусках пара на входе в цилиндр двупоточная конструкция с одинаковыми потоками пара и соответственно одинаковой проточной частью выполняется не только в ЦНД, но и в ЦСД (рис. 1, 4, а также, например, рис. 10.10, 10.15 и др.) и даже в ЦВД (рис. 10.1, 2, 10.27, 10.32). При этом полностью уравниваются осевые усилия, однако число ступеней в цилиндре и, следовательно, длина ротора увеличиваются.

В многоцилиндровой конструкции стремятся организовать противоположное направление потоков пара в цилиндрах, чтобы в значительной степени уравновесить осевые усилия. При этом следует помнить, что в турбинах с промежуточным перегревом пара при переходных процессах может произойти существенное перераспределение усилий, в результате чего упорное давление в подшипник (даже при общем уравнивании при стационарном режиме) может оказаться весьма значительным.

Конденсационная или теплофикационная турбина типа Т, ТК или ПТ в одно- или реке (рис. 10.37) в двучилиндровом исполнении имеет один поток низкого давления. Если в турбине предусмотрены специальные ЦНД, то, как правило, число потоков низкого давления чётное: два, четыре, шесть или даже восемь. В то же время большинство модификаций турбины К-300-23,5 спроектировано с тремя потоками низкого давления. При такой мощности, глубоком вакууме и длине последней лопатки, примерно равной одному метру (при 50 л/с), эта конструкция была целесообразной: уменьшение

числа потоков до двух привело бы примерно к удвоенной потере с выходной скоростью из последней ступени и увеличению в ней изгибающих напряжений. Выполнение же турбины К-300-23,5 с четырьмя потоками ЦНД потребовало бы еще одного цилиндра и заметно повысило бы стоимость установок.

Однако нельзя не отметить, что нечетное число потоков требует, как в данном случае, совмещения в одном цилиндре частей низкого и среднего давлений, имеются также некоторые трудности модернизации и унификации с другими турбинами.

Цилиндры турбины могут выполняться одностенными (однокорпусными) с установкой диафрагм прямо в корпусе (см., например, турбину К-17-1,5П КТЗ, рис. 10.44) или с обоями, в каждой из которых располагается несколько диафрагм (см., например, ЦВД турбины К-210-12,8, рис. 10.5) или группы сопловых лопаток реактивных ступеней, и двухкорпусными (см. ЦВД на рис. 10.14, 10.27 и др.).

Обоймы позволяют конструктивно организовать отборы пара для регенерации и других нужд, облегчают унификацию, т.е. использование одних и тех же корпусов для различных проточных частей, упрощают обработку корпуса. При пуске турбины обоймы несколько сокращают температурные градиенты в деталях цилиндра, улучшая показатели маневренности. В то же время при обойменной конструкции корпус выполняется большего диаметра, увеличиваются размеры фланцев.

Двустенная конструкция цилиндра позволяет разделить перепад давления и, главное, температурный перепад между корпусами, выполнить и стенки и фланцы корпусов более тонкими, уменьшить коррозийные их, ускорить пуск турбины. Иногда в ЦВД или после дросселирования в ЦСД внутренний цилиндр достаточно выполнять только для первых групп ступеней, где температура выше. Примеры этого представлены на рис. 10.13, 10.27 и др.

В цилиндрах среднего давления внутренние корпуса обычно выполняются после промпрегрева в зоне высоких температур, а также в двухпоточных ЦСД (рис. 10.19, 10.13 и др.).

В ЦНД возможно простое однокорпусное выполнение цилиндра (рис. 10.5), более сложное двухкорпусное (рис. 10.32) и даже трехкорпусное. Такие сложные конструкции ЦНД связаны с трудностями организации отборов пара, с выполнением части корпуса, поддерживающей диафрагмы и сопловые лопатки, независимой от основного, внешнего корпуса, что необходимо для того, чтобы перемещения внешнего корпуса не сказывались на зазорах в проточной части. В некоторых конструкциях внешний корпус ЦНД по существу является корпусом конденсатора, охватывая единую систему ЦНД конденсатор (рис. 10.28).

Корпуса турбин активного типа, что характерно для турбин отечественного производства, имеют горизонтальный разъем, плотность которого обеспечивается толстыми фланцами, в которых в ЦВД, а в случае промежуточного перетрева и в ЦСД при переходных режимах могут возникнуть недопустимо большие температурные градиенты.

Корпуса высокого давления обычно не имеют вертикального разреза, поскольку обеспечить плотность на так называемом кресте месте пересечения вертикального и горизонтального разъемов при высоком давлении довольно трудно. В то же время в ЦСД (рис. 10.10), а также в однокорпусных турбинах имеются вертикальные фланцы (рис. 10.44), которые облегчают изготовление корпуса. В ЦНД вертикальное разделение корпуса связано главным образом с необходимостью уменьшения его габаритов для облегчения транспортировки.

Корпуса высокого и среднего давления выполняются литыми из высоколегированных сталей, иногда сварно-литыми, редко сварно-штампованными. Корпуса ЦНД, а также выходные патрубки большинства конденсационных и теплофикационных турбин выполняются сварными из листовой углеродистой стали.

Подвод пара в ЦВД осуществляется с помощью сопловых коробок, причисляемых не только кри сопловым, но иногда и к дроссельному парораспределению (рис. 10.13). Эти сопловые коробки, находящиеся под воздействием небольших перепадов температур, облегчают условия пуска турбины, уменьшая температурные градиенты в корпусе ЦВД, позволяя выполнять тонкие стенки корпуса.

В турбинах сверхкритического давления (рис. 4.33, 10.10, 10.41 и др.), где имеются и двойной корпус, и сопловые коробки, конструкция в наиболее горячей части ЦВД является трехстенной, благодаря чему повышается маневренность агрегата. Сопловые коробки могут быть цельными, с общим подводом от клапанной коробки, и разделенными перегородками на сопловые сегменты (рис. 4.30, а, б, 4.31).

Такая конструкция применяется, например, в турбинах небольшой мощности НЗЛ и КТЗ. При этом максимальная степень парциальности регулирующей ступени должна быть меньше или в крайнем случае ненамного больше половинной. В противном случае сложно или даже невозможно завести сопловую коробку в корпус турбины.

В мощных турбинах, как и в большинстве турбин с сопловым парораспределением, каждый регулирующий клапан имеет свою сопловую коробку. Для уменьшения потерь энергии по концам сопловых сегментов стремятся эти коробки расположить как можно ближе друг к другу (рис. 4.32).

Наиболее удачна конструкция сопловой коробки, когда максимальная парциальность очень близка к единице и потери

от частичного подвода при всех открытых клапанах практически отсутствуют. Такая конструкция применена в турбинах К-800-23,5 и К-500-16 ЛМЗ. Тот же принцип закладывается в мощных турбинах с дроссельным парораспределением, где подвод осуществляется через специальную коробку практически по всей окружности (рис. 10.14), а также после промпрегрева пара (рис. 10.20).

Клапаны турбины на входе разделяются на створные (быстрозапорные) и расположенные вслед за ними регулирующие. Регулирующие клапаны могут устанавливаться как в общей клапанной коробке, так и раздельно. Общая клапанная коробка обычно присуща системе подъема клапанов с помощью единой траверсы (см. рис. 4.30).

Клапанные коробки как общие, так и индивидуальные располагаются непосредственно на корпусе и на значительном расстоянии от ЦВД. В последнем случае достоинством является возможность упростить конструкцию и изготовление корпуса, облегчить доступ к клапанам, в некоторых турбинах упростить систему управления клапанами. Недостатком же являются дополнительные паровые объемы после клапанов, что увеличивает расход турбины после их закрытия.

В некоторых конструкциях для уменьшения потерь давления объединяют створный и регулирующий (при дроссельном парораспределении), а также отсечный и регулирующий клапаны. Такая конструкция наиболее часто встречается в турбинах насыщенного и слабонагретого пара АЭС и после промпрегрева турбин высоких параметров. В турбинах насыщенного пара перед ЦНД (после сепаратора и промпрегревателя) из-за очень больших объемных пропусков пара зачастую вместо клапанов применяются поворотные заслонки (см. рис. 5.21).

Как правило в турбинах, которые рассмотрены ниже, клапаны устанавливаются вертикально, что позволяет уменьшить площадь, занимаемую агрегатом. Определенные преимущества (по компоновке, по сокращению паровых трактов и тем самым уменьшению потерь давления до входа в первую ступень цилиндра) имеет горизонтальное расположение клапанной системы.

Одним из важнейших вопросов конструирования является организация тепловых расширений и опирания турбины. Малые зазоры в уплотнениях и проточной части, далеко не всегда симметричная конструкция, высокие температуры и очень большая длина турбоагрегата требуют тщательного подхода к решению этой задачи.

Простейшая одноцилиндровая турбина с противодавлением обычно имеет корпус, свободно опирающийся на корпуса (статья) подшипников и непосредственно не связанный с фундаментом

даментом (рис. 10.2, а) и лежащий на ступях подшипников почти на уровне горизонтального разлома. Между лапами и ступями подшипников закладываются поперечные шпонки, организующие поперечное расширение корпуса относительно оси машины, (строго) радиальным это перемещение будет при плоскостях опирания, совпадающих с осью турбины.

Во многих случаях имеются еще нижние вертикальные (радиальные) шпонки, служащие той же цели (рис. 10.2, з).

Иногда, например, в некоторых турбинах КТЗ корпус турбины невысоких начальных параметров и небольшой длины имеет жесткую фланцевую связь (по нижней половине окружности) с корпусом подшипника (см. рис. 10.43). Корпус переднего подшипника, а также корпус заднего подшипника турбины с противодавлением свободно располагаются на фундаментной плите с продольными шпонками в осевой плоскости турбины.

В турбинах с противодавлением между корпусом заднего подшипника и фундаментной плитой имеются еще поперечные шпонки; пересечение линий этих поперечных шпонок с вертикальной плоскостью, проходящей через ось турбины, дает так называемый фикс-пункт («мертвую» точку турбины), от которого во стороны направляются расширения системы корпусов.

В конденсационных турбинах цилиндры низкого давления обычно опираются боковыми лапами на фундаментные рамы (см. схемы на рис. 10.2). В большинстве турбин небольшой и средней мощности (рис. 10.5 и 10.38) корпуса опорных подшипников ЦНД со стороны выхода пара выполняются заодно с нижней половиной выходного патрубка. В такой конструкции ЦНД имеет еще одну, а в двухпоточном ЦНД даже две опоры. В связи с повышенными требованиями к жесткости опор сложных многороторных валопроводов в современных многоцилиндровых турбинах подшипники ЦНД выполняются независимо от выходного патрубка и устанавливаются на своих фундаментных балках (рис. 10.13, 10.28, 10.32).

Фикс-пункт конденсационной турбины образуется обычно в чопе одного из ЦНД (несколько фикс-пунктов в одном агрегате может быть в конструкциях большой длины с несколькими ЦНД, см., например, рис. 10.31) пересечением линии поперечных шпонок под боковыми лапами ЦНД с вертикальной плоскостью, проходящей через продольные и вертикальные шпонки.

Корпуса переднего и промежуточного подшипников располагаются закрепленными на фундаментных балках или плитах. Между ступом подшипника и плитой закладывается

В ряде конструкций по некоторым причинам (размеры поковки, станков, печей и другого оборудования на заводе) максимальный диаметр необлоаченного ротора ограничен и выполнение ротора с одной ступенью, имеющей диаметр, заметно превышающий корневые диаметры остальных ступеней, может быть нерациональным или даже невозможным. Это касается в первую очередь регулирующей ступени, хотя увеличение диаметра этой ступени, особенно в турбинах с большим начальным объемным пропуском пара, может оказаться целесообразным для сокращения числа ступеней и повышения устойчивости КПД турбины при переменном режиме.

Конструктивно ротор может быть выполнен с насадными дисками (рис. 10.3, а), цельнокованым (рис. 10.3, б), сварным (рис. 10.3, в) и сварно-кованым, также смешанного типа — цельнокованым в первых ступенях с последующими насадными дисками (рис. 10.3, г).

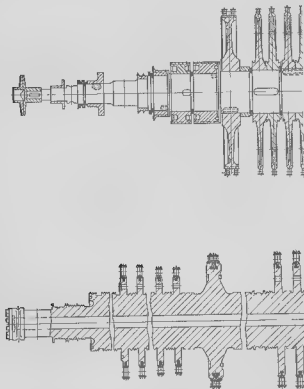


Рис. 10.3

Ротор с насадными дисками проще по конструкции и изготовлению; размеры его обычно ограничены длиной вала. Однако применение такого ротора в ряде случаев недопустимо.

Во-первых, при высоких температурах пара можно ожидать ослабления посадки диска на вал.

Во-вторых, напряжения в диске возрастают с увеличением диаметра внутренней расточки и за счет контактных напряжений при посадке. Поэтому сильно нагруженные диски большого внешнего диаметра, несущие длинные лопатки, в ряде конструкций ЦНД не могут быть выполнены насадными. Это относится, например, к ЦНД турбины К-1200-23,5 ЛМЗ (см. рис. 10.13).

В-третьих, жесткость ротора с насадными дисками может оказаться недостаточной. Другие упомянутые типы роторов

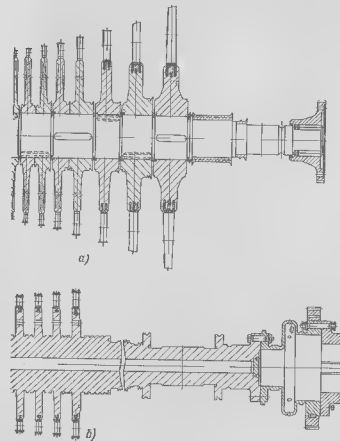


Рис. 10.3

при той же длине (расстоянии между подшипниками) оказываются более жесткими. Кроме того, как правило, конструкция насадного диска с широкими выточками удлиняет ротор.

В четвертых, в дисках, насаженных на вал, отмечены выше увеличенные напряжения в месте посадки и особенно концентрация напряжений в шпоночных пазах стимулируют коррозионное растрескивание материала в тех элементах турбины, которые находятся в зоне, где процесс расширения пара происходит вблизи линии насыщения. Это может от-

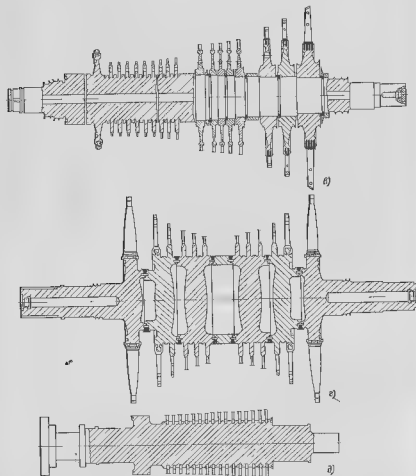


Рис. 10.3. Различные типы роторов

а) дисковая конструкция с насаженным диском; б) дисковая конструкция цельнокованого ротора; в) дисковая конструкция смешанного типа с сваркой ротора; г) барабанный ротор

носиться к ступеням низкого давления, а в некоторых турбинах и к последним ступеням части среднего давления. Высокие расчетные напряжения в пасах дисков могут погребовать стале с повышенными пределами текучести, что также неблагоприятно сказывается при проявлении коррозионных эффектов.

Указанных недостатков нет у цельнокованого ротора. Однако размеры поковки такого ротора ограничены, его обработка более сложна и длительна. Цельнокованные роторы выполняются в ЦВД и ЦСД турбин высоких параметров пара, а также в ЦВД мощных турбин насыщенного пара (см. рис. 10.32) и некоторых других турбинах (см. рис. 10.45).

Для проверки качества крупной поковки, используемой для цельнокованых роторов паровых турбин, обычно ротор расверливается по оси, что приводит к повышению напряжений в нем примерно вдвое по сравнению с цельным, несверленным ротором. Такое увеличение напряжений сказывается на возможности использования его для цилиндров низкого давления вследствие значительных центробежных сил от длинных последних лопаток и обычно несколько увеличенного диаметра поковки ротора ЦНД. В связи с этим в паровой турбине К-1200-23,5 ЛМЗ, в цилиндрах низкого давления турбин насыщенного пара ХТЗ применены рассматриваемые ниже сварные и сварно-кованные роторы. Однако для ЦНД турбины К-1000-5,9/50 ЛМЗ впервые в практике мирового паротурбостроения удалось создать цельнокованный ротор без центрального сверления, показанный на рис. 10.4.

Барабанные роторы, роторы среднего давления и роторы ЦВД тихоходных турбин часто выполняют сварно-коваными. В этом случае размеры поковки уменьшаются.

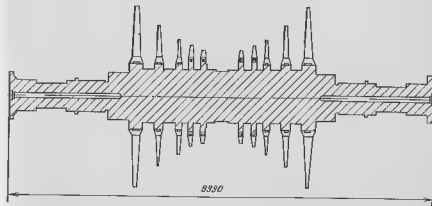


Рис. 10.4. Цельнокованный ротор без центрального сверления, применяемый в ЦНД турбины К-1000-5,9/50 ЛМЗ

Сварные роторы, состоящие из нескольких дисков, свариваемых по периферии (рис. 10.3, г), нашли широкое распространение в ЦВД турбин как реактивного, так и активного типа. В ЦВД турбин активного типа из-за повышенной реактивности ступеней и меньшего влияния на КПД протечек помимо сопловой решетки иногда отказываются от диафрагменной конструкции, существенно повышая при этом диаметр уплотнений под сопловыми лопатками. Отсутствие диафрагм при том же числе ступеней сокращает осевые размеры ротора, что необходимо в некоторых конструкциях, в первую очередь из-за требования жесткости ротора. Важным преимуществом данной конструкции сварного ротора является возможность выполнить диски без центрального отверстия, придать им форму, близкую к равнопрочной. При той же внешней нагрузке это снизит максимальные напряжения в дисках примерно вдвое. Иногда сварная конструкция ротора применяется и в ЦВД (см. рис. 10.2б).

Конструкция сварного ротора, в которой воздействию пара подвергается только внешняя его часть, испытывающая обычно не столь большие напряжения, благоприятна при возможном появлении коррозионного растрескивания металла. Так, в турбинах АЭС ХТЗ со сварными роторами не наблюдались аварии или предаварийное состояние, вызванное этим явлением. В то же время на многих зарубежных турбинах для АЭС с дисковой конструкцией роторов ЦВД были массовые случаи коррозионного воздействия как на диски, так и на валы турбин.

При изготовлении сварных роторов важно обращать особое внимание на конструкцию, технологию и качество сварных швов, тщательный их контроль. В противном случае возможны весьма серьезные аварии.

Конструкция рабочих лопаток и их посадка на диск и барабан рассмотрены в § 4.6.

Роторы отдельных цилиндров между собой и ротор турбины с ротором генератора соединяются с помощью муфт. В мощных турбинах, как правило, встречаются жесткие и полугибкие муфты [49].

Жесткие муфты как с насадными, так и откованными заодно с валом полумуфтами требуют повышенной точности сборки. Однако они позволяют более точно рассчитать критическую частоту колебаний на опрессовке, несколько сокращают его длину, а в некоторых конструкциях дают возможность ограничиться установкой вместо двух одного подшипника между двумя цилиндрами (см., например, участок между ЦВД и ЦСД турбины К-300-23.5 ЛМЗ на рис. 10.7, а также рис. 10.25 и др.). Примеры турбоагрегатов, имеющих только жесткие муфты, приведены на рис. 10.22, 10.34 и др.

При полугибких муфтах, применяемых, в частности, в ряде ранее спроектированных турбин ЛМЗ и ТМЗ (см. рис. 10.5), создается небольшой изгибающий момент, действующий на ротор. Эти муфты допускают незначительные перекосы валов.

Гибкие муфты чаще всего встречаются в транспортных и приводных турбинах, а также в турбоагрегатах относительно небольшой мощности, они допускают в некоторых пределах свободные взаимные перемещения соединяемых роторов. В турбинах применяются муфты кулачковые, пластинчатые, зубчатые (рис. 10.4б) и со срезной пружиной. Применение гибкой муфты требует упорных подшипников для каждого из роторов. Следует отметить, что гибкая муфта сама может быть источником дополнительных осевых усилий.

Роторы и их элементы должны отвечать определенным критериям надежности. В отношении рабочих лопаток эти критерии кратко рассматривались в § 3.3 и § 3.5, для дисков проверяются напряжения, которые обычно максимальны на внутренней расточке, а в сплошных дисках в центре. Кроме того, производится проверка вибрационной надежности диска совместно с облоачиванием. Вал турбины рассчитывается на прочность от действия крутящего момента, наибольшего в месте соединения турбины с генератором или приводной машиной. При соединении турбины с электрическим генератором проверка напряжений производится в условиях короткого замыкания, когда крутящий момент возрастает по сравнению с обычным режимом в несколько раз.

Наиболее ответственной вибрационной проверкой валопровода и его отдельных элементов, которая выполняется с учетом податливости опор и фундамента и упругости массивной плесы в подшипниках. Для надежной работы турбины важна качественная балансировка ротора.

Для роторов турбин большой мощности, особенно турбин высокого и тем более сверхкритического давления, необходима проверка отсутствия низкочастотной вибрации. Дело в том, что за счет прогиба ротора и вызванного этим неравенства по окружности зазоров в ладбанджках и диафрагменных уплотнениях и перекрыши окружные усилия $R_{\text{ок}}$, действующие на рабочие лопатки, неравномерно распределяются по окружности. При этом возникает неравномерная сила K этому следует добавить неравномерные усилия, действующие на ротор от полного пара над бандажом рабочих лопаток, в уплотнениях и т.п.

Большую роль могут сыграть силы, действующие на шейки вала со стороны масляного союя в опорных подшипниках при динамических смещениях шеек вала. При появлении всех этих сил система склонна к автоколебаниям, частота которых примерно соответствует одной из критических

скоростей валопровода, обычно наименьшей. Как показали опыты нагружения некоторых турбин большой мощности, колебания начинаются внезапно, при определенной нагрузке и также внезапно исчезают, когда нагрузка снижается.

Чем больше мощность, передаваемая ротором, тем плотнее пар, т. е. чем выше давление пара чем ниже критическая частота ротора, тем скорее может возникнуть низкочастотная вибрация. Очевидно, что при определенных условиях можно говорить о предельной, так называемой пороговой мощности цилиндра высокого давления и тем самым всего агрегата [21].

Возможность появления низкочастотной вибрации должна учитываться при проектировании турбины, а на изотопленных агрегатах иногда приходится предпринимать ряд специальных мер. В первую очередь они касаются конструкции уплотнений. Желательна такая конструкция, при которой, несмотря на относительно малые протечки, прогиб ротора или же выработка зазоров, например, при неправильно проведенных переходных режимах не привели бы к низкочастотной вибрации. Пример такого рода уплотнений показан на рис 418, а. Во многих случаях эффективным способом является использование опорных подшипников с эллиптической расточкой вкладыша и особенно сегментных [21, 49].

В ряде конструкций скорость пуска турбины и количество пусков за весь ресурс времени работы агрегата, т. е. показатели его маневренности, ограничиваются температурными градиентами и концентрацией напряжений в роторах высокого и (при промерзевании) среднего давления. Поэтому обращается особое внимание на уменьшение концентрации напряжений, связанной с выточками на валу в зоне уплотнений, с пазами под шпонки насечных дисков, галтелями первых дисков, откованных заодно с валом. Лимитирующим показателем маневренности может стать разгрузочный диск, находящийся в высокотемпературной зоне. Иногда для уменьшения концентрации напряжений используются уплотнения не только без так называемых герметичных канавок, но и вообще упрощенного типа — без ступенек, хотя при этом возрастают протечки пара.

Ротор покоится на опорных подшипниках. Подшипники воспринимают нагрузку от ротора и дополнительные усилия, которые могут появиться при парциальном подводе пара, редукторной связи, неправильной работе гибкой муфты и из-за небаланса ротора.

В мощных турбинах применяются только подшипники скольжения с постоянной подачей масла. Следует учесть, что лопей валов крупных турбин вращаются с большими окружными скоростями, достигающими 70 м/с и более. Опорные подшипники имеют баббитовую заливку и довольно мощные

вкладыши. Для лучшей центровки валопровода, компенсации несоответствия осей подшипника и ротора более равномерного восприятия осевого давления всеми колодками упорного подшипника во многих случаях вкладыши выполняются двойными, причем внутренний со сферической поверхностью (см., например, подшипники на рис 10.21 и др.).

Упорный подшипник служит для установки ротора в осевом положении и восприятия осевых усилий. При этом следует учитывать, что по ряду причин осевое усилие, действующее на упорный подшипник, может оказаться существенно выше расчетного (см. § 8.8). Увеличение осевого усилия может вызываться изменением размеров в проточной части увеличенными зазорами в диафрагменных уплотнениях, отложениями на лопатках. Могут существенно меняться осевые усилия при переходных процессах, особенно в турбинах с промерзеванием. Кроме того, на осевые усилия могут влиять защемления в подвижных (гибких) муфтах, нерасчетные усилия от генератора и т. д. Следует помнить, что при некоторых аварийных ситуациях упорное усилие также может возрасти. В связи с этим упорные подшипники выбираются с большим запасом.

В мощных турбинах используются упорные подшипники с несколькими самоустанавливающимися колодками. Между колодками и упорным диском (гребнем подшипника) должна находиться масляная пленка, для чего необходима непрерывная подача масла. Подшипник проектируется так, чтобы в худшем случае при осевом сдвиге ротора и расставлении баббитовой заливки в проточной части не произошло задевание ротора о неподвижные детали турбины. Во многих случаях колодки, изготавливаемые из бронзы, вообще выполняются без заливки.

Упорный подшипник имеет колодки с двух сторон. Если направление осевого усилия во всех режимах не меняется и определено достаточно надежно, то вторая группа так называемых установочных колодок может иметь меньшие размеры. В ряде машин обе группы колодок одинаковы.

Упорный гребень может быть выполнен заодно с валом, что чаще всего встречается в центробежных роторах (см., например, рис 10.5), или посажен на вал с натягом (см., например, рис 10.46). В некоторых турбинах КТЗ (рис 10.43) упорным гребнем является диск центробежного масляного насоса. В ряде конструкций подшипник имеет два гребня, у каждого из которых своя группа колодок (см. рис 10.19, 10.24 и др.).

Очень часто упорный подшипник объединяется с опорным: они имеют один общий вкладыш. В остальных случаях эти подшипники располагаются рядом. Иногда на валу выполняются два упорных диска, каждый со своими колодками.

воспринимающими усилие в противоположном направлении. Между дисками располагается упорный подшипник.

При проектировании турбины важную роль играет расположение упорного подшипника: чем дальше находится ступень от упорного подшипника, тем больше требуются осевые зазоры в проточной части. Увеличенные осевые зазоры и связанные с ними повышенные протечки в ступени особенно неблагоприятны в первых ступенях турбины с наименьшими высотами лопаток. Поэтому обычно упорный подшипник располагается со стороны первых ступеней ЦВД. В некоторых многоцилиндровых турбинах он располагается между ЦВД и ЦСД, что к тому же позволяет несколько сократить тепловые перемещения в ступенях ЦСД и ЦНД.

Для смазки подшипников турбинное масло подается специальными насосами, которые могут устанавливаться на валу турбины, быть связанными с валом через редукторную передачу или независимыми. В частности, возможно использование масляных насосов с электродвигателем. При пуске и остановке турбины, а также в аварийных ситуациях недопустимо прекращение подачи масла, в связи с чем необходим специальный насос. За последнее время нашли распространение подшипники с полостями, расположенными над вкладышем и защитными маслостопом, откуда при аварийной остановке турбины с неработающими масляными насосами масло подается в подшипники (см., например, рис. 10.13).

Для равномерного охлаждения ротора и облегчения прокручивания пуск турбины предусматривается возможность проследования ротора, для чего служат специальные вальцоворотные устройства, чаще всего связанные с муфтой, соединяющей роторы турбины и генератора (см., например, рис. 10.7).

При конструировании турбины особое внимание обращается на обеспечение надежности при всех режимах ее работы, на сокращение времени для ее пуска и остановки, на повышение экономичности. Немаловажную роль в эксплуатации играет удешевление ремонта и сокращение времени, необходимого для ревизии и ремонта, так называемая ремонтопригодность, что также должно учитываться при создании агрегата.

Итоговыми показателями при проектируемой конструкции являются затраты на выработку электроэнергии, которые зависят от эксплуатационных затрат, т.е. в первую очередь от экономичности турбинной установки, от стоимости оборудования, и в том числе турбоагрегата. Поэтому стоимость турбины оказывает существенное влияние на проектирование агрегата, выбор его конструкции и материалов, технологичность. Большое значение имеет надежность оборудования. Авария и даже просто вынужденная остановка турбины, необходимая в частых ревизиях в конечном итоге увеличивают стоимость вырабатываемой электроэнергии.

10.2. КОНСТРУКЦИИ ТУРБИН ДЛЯ ТЭС

Стационарные паровые турбины выпускаются на заводах Ленинградском (ныне Санкт-Петербургском) металлическом заводе (ЛМЗ), Харьковском турбинном заводе (ХТЗ), Уральском турбомоторном заводе (ТМЗ), Калужском турбинном заводе (КТЗ) и Невском заводе им. В. И. Ленина (НЗЛ) — все турбины активного типа. Реактивные турбины отечественные заводы не выпускают (исключение турбина Р-100-30 ХТЗ). Опыт постройки турбин показывает, что каких-либо существенных экономических преимуществ один тип турбин по сравнению с другим не имеет. Однако с точки зрения технологии изготовления и проектирования проточной части эти турбины сильно отличаются друг от друга.

Турбины Ленинградского металлического завода

Ленинградский металлический завод (ЛМЗ) основной поставщик паровых турбин производит по своим проектам турбины и для ТЭЦ, и для АЭС, в том числе на экспорт. На ЛМЗ проектируются и изготавливаются паровые турбины для парогазовых установок. Значительная часть турбин ЛМЗ, проработавших 20 лет и более, подвергается существенной реконструкции и модернизации. Эта переделка турбин осуществляется в связи с физическим и моральным износом оборудования электростанций, проработавшего 150–200 тыс. ч при проектном сроке службы, равном 100 тыс. ч. Естественно, что при такой реконструкции не просто меняются отдельные элементы, но зачастую производятся принципиальные изменения конструкции турбины, а иногда и тепловой схемы турбоустановки.

В результате модернизации повышаются показатели надежности, маневренности, экономичности и увеличивается мощность турбины вследствие более высокого ее КПД. В отдельных случаях при одновременной модернизации и замены котельного агрегата оказывается возможным увеличить его паропроизводительность, что позволяет дополнительно поднять мощность агрегата. В последнем случае соответственно новому расходу свежего пара необходимо увеличить проходные площади ступеней турбины, как минимум, ее первой ступени. Очевидно, что увеличения мощности турбины требует соответствующего увеличения мощности электрогенератора, что должно быть согласовано с заводом-изготовителем. Однако обычно это допустимо.

В последнее время в ряде конденсационных турбин при их модернизации предусматриваются отборы пара регулируемого давления для внешнего теплового потребителя (см. § 9.6). Объективными трудностями модернизации являются

как правило, требования сохранить фундаменты турбоагрегата, старого помещения машинного зала электростанции, ряда элементов вспомогательного оборудования. Указанная реконструкция турбин производится ЛМЗ вплоть до ряда агрегатов мощностью 300 МВт.

Большинство выпускаемых в настоящее время турбин ЛМЗ имеет несколько модификаций. Каждая последующая модификация обычно представляет улучшенный вариант турбины и турбоустановки за счет использования более совершенных проточных частей и других элементов турбины, а также вспомогательного оборудования турбоустановки, учета опыта эксплуатации, последних научных исследований.

Новые, выпускаемые в настоящее время ЛМЗ турбины для отечественной энергетики и некоторые, предназначенные для экспорта, и их основные характеристики представлены в табл. 13. Для ТЭС и АЭС их номинальные мощности находятся в пределах от 200 до 1200 МВт, а для ТЭЦ от 60 до 215 МВт. Конструкции турбин меньшей мощности рассмотрены в [35, 49, 53]. Среди них турбины мощностью 25, 50 и 100 МВт на давление свежего пара 8,8 МПа.

Большая часть турбин ЛМЗ для отечественной энергетики спроектирована на начальное давление 12,8 и 23,5 МПа; турбины для зарубежных электростанций создаются и на 16 и 23,5 МПа. Турбины ЛМЗ для отечественных ТЭС на 12,8 и 23,5 МПа сначала проектировались и работали при температурах пара $t_0 = t_{\text{max}} = 565^\circ\text{C}$ и $t_0 = t_{\text{max}} = 560^\circ\text{C}$.

Вследствии из-за требований эксплуатационной надежности в условиях участвующих переходных режимов, в основном связанных с работой котельных агрегатов, и длительного времени эксплуатации горячих паропроводов, эти температуры t_0 и t_{max} , как и для других конденсационных и многих теплофикационных турбин, были снижены до $t_0 = t_{\text{max}} = 540^\circ\text{C}$. Этот уровень температур свежего пара и промежуточного перегрева в настоящее время характерен и для турбин других заводов, а также турбин европейских и американских фирм, в которых обычно $t_0 = t_{\text{max}} = 535^\circ\text{C}$. Однако исследования, проведенные в последние годы, использование новых пусковых схем, в частности рассматриваемая в § 8.7 работа при скользящем давлении, новые системы автоматизации переходных процессов и диагностики позволили кое-где повысить эти температуры, особенно температуру промежуточного перегрева t_{max} [38, 49].

Паровая турбина К-210-12,8 выпускается во многих модификациях. На электростанциях работает более полувозраста таких турбин (мощностью от 200 МВт), в том числе две в составе ПГУ-250 и три на энергоблоке АЭС с реактором БНР-600. Десятки турбин этого типоразмера в ряде случаев с некоторыми изменениями конструкции и различием во

внешних параметрах изготавливаются ЛМЗ на экспорт или по чертежам ЛМЗ на зарубежных заводах.

Модификации турбины К-210-12,8-3, К-210-12,8-6 и К-210-12,8-8 конструктивно и по тепловой схеме близкие друг к другу, обеспечивают мощность $N_{\text{max}}^{\text{проект}} = 210$ МВт. Основные характеристики и параметры турбины и турбоустановки представлены в табл. 14 [37]. Ниже дается описание базовой модификации турбины К-210-12,8-6, рассчитанной на конечное давление (в конденсаторе) $p_k = 4$ кПа при $t_{\text{об.в.}} = 12^\circ\text{C}$.

Турбоустановка включает четыре ПНД поверхностного типа с давлением в камере отбора, равными 0,026, 0,125, 0,27 и 0,62 МПа, деаэратор на 1,18 МПа, при номинальной и не сколько пониженной нагрузке агрегата питаемый из отбора на ПВД1 (из ЦСД); питательный насос с электроприводом; три ПВД на 1,18, 2,51 и 3,84 МПа, два двухходовых конденсатора, в которые встроены секции ПНД1. Слив конденсата из подогревателей осуществляется каскадно, т. е. направляется в следующий (по потоку пара) подогреватель пониженного давления. Из ПНД1 и двух сальниковых подогревателей, расположенных выше и ниже ПНД1 и собирающих соответственно пар из уплотнений турбин и паровоздушную смесь после эжектора, конденсат направляется в конденсатор. При работе турбины с пониженной нагрузкой и, следовательно, с пониженным давлением отбираемого пара питание деаэратора прекращается на более высокий отбор пара из ПВД. Продольный разрез турбины К-210-12,8-6 показан на рис. 105.

Турбина выполнена трехцилиндровой В ЦВД, где расположены одновентная регулирующая ступень и последующие одинадцать ступеней активного типа, пар проходит в направлении от генератора к среднему подшипнику турбины. Пар с давлением 2,34 МПа (при полной нагрузке), пройдя ЦВД, направляется в промежуточный перегреватель и возвращается оттуда в цилиндр среднего давления. Распределиться в ЦСД до давления 0,12 МПа, пар по двум реверсивным трубам направляется в двухходовый ЦНД, откуда поступает в конденсатор, которые сварены с выходными патрубками ЦНД.

Пар к лопаткам регулирующей ступени ЦВД проходит через четыре сопловых сегмента. Перед входом в цилиндр среднего давления пар протекает через два отсечных и четыре регулирующих клапана. Последние начинают открываться одновременно с регулирующими клапанами ЦВД, однако при 30% мощности открываются полностью и остаются в открытом положении при дальнейшем увеличении нагрузки. Привод клапанов ЦВД и ЦСД осуществляется одним сервомотором с поступательно перемещающимся поршнем. Сервомотор расположен около картера опорно-упорного подшипника, между ЦВД и ЦСД.

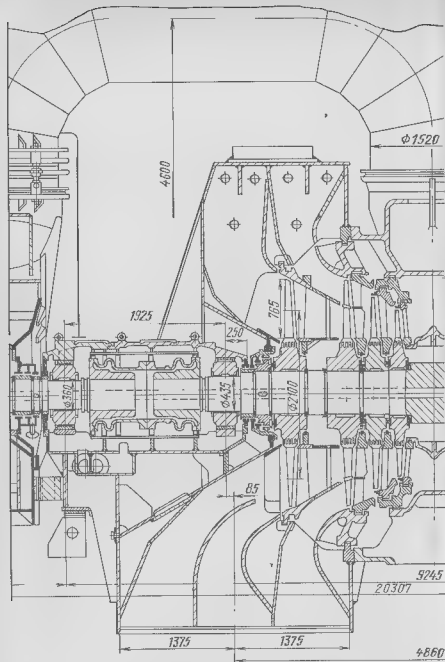
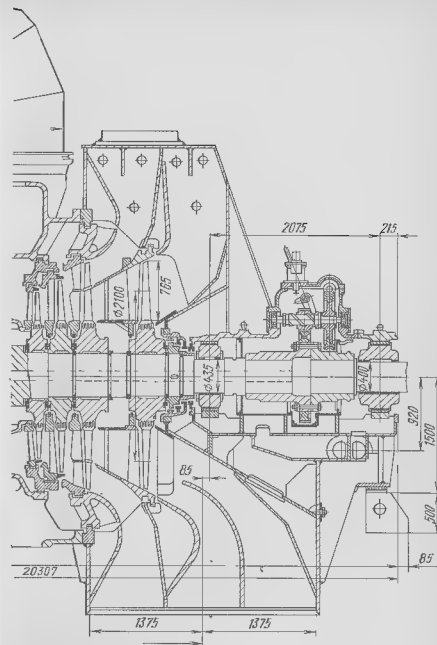


Рис 10.5 (продолжение) Продольный разрез турбины К-2110-12,8-6(3)ЛМЗ
298



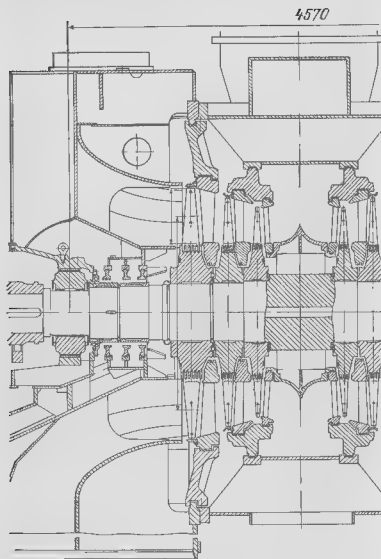
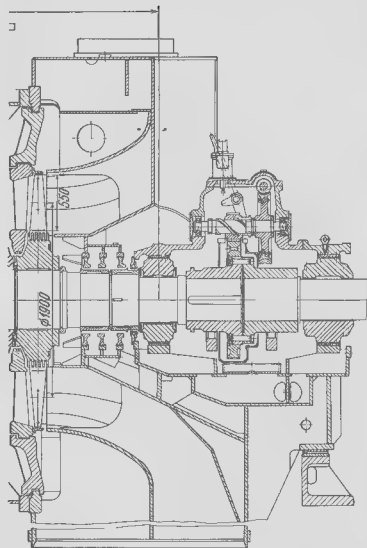


Рис. 10.6 Цилиндр низкого давления турбины К 200 12.8.7 ЛМЗ с полукруглой лопаткой длиной 550 мм



Ротор ЦСД состоит из семи ступеней, диски которых откованы за одно целое с валом, и четырех ступеней с насадными дисками. В каждом из двух потоков ЦНД располагаются четыре ступени, третья из которых, предпоследняя, выполнена двукратно в виде ступени Баумана (см. § 6.2).

Применение в турбине ступеней Баумана позволило получить достаточно низкие потери с выходной скоростью при сравнительно небольшой высоте последних лопаток, 1—765 мм.

Валы роторов ЦВД и ЦСД, а также вал турбины и ротор генератора соединены жесткой муфтой. Соединение валов ЦСД и ЦНД осуществляется полугибкими муфтами, которые обладают достаточно большой жесткостью в осевом направлении и позволяют для всего валопровода применить один упорный подшипник. Этот подшипник скомбинирован с опорным подшипником ротора среднего давления и расположен между ЦВД и ЦСД.

Испытания, проведенные на электростанциях, показали высокую эффективность турбины в целом, и особенно ее первых цилиндров. Коэффициент полезного действия ЦВД при полной нагрузке составляет $\eta_{\text{пл}} = 86,2\%$, а ЦСД $\eta_{\text{пл}} = 92,4\%$ (по состоянию пара перед соплвыми лопатками первых ступеней и давлению в перепускных трубах).

Фикс-пункт турбины находится на средней раме передней части ЦНД. Расширение турбоагрегата происходит от фикс-пункта: в продольном направлении в основном в сторону переднего подшипника и незначительно в сторону генератора.

Для работы с несколько ухудшенным вакуумом ЛМЗ разработаны две новых модификации турбины 7 и 8, основные характеристики которых представлены в табл. 10.1.

Модификация 8 используется при повышенной температуре охлаждающей воды и нескольких сниженных температурах $t_{\text{отг.пл}}$ и в основном ориентирована для экспорта. Модификация 7 рассчитана на работу с относительно высоким конечным давлением (разрешена работа до $p_k \leq 35$ кПа), в том числе с воздушными конденсаторами и конденсационными устройствами с сухими башенными градирями и смешивающими конденсаторами. Обе модификации имеют ту же тепловую схему, что и базовая, немного отличаясь давлением в камерах отборов на ЦНД.

Конструктивно все модификации имеют одинаковые ЦВД и ЦСД (полугибкая муфта заменена жесткой), но разные ЦНД при одинаковой, базовой первой ступени. В модификациях 7 и 8 предусмотрены по три ступени в каждом потоке, отсутствует двухъярусная ступень. Корневой диаметр рабочих лопаток одинаков, $d_{\text{кр}} = 1,35$ м. В турбине модификации 7 последняя рабочая лопатка выполнена длиной 550 мм, в модификации 8 длиной 755 мм. На рис. 10.6 показан ЦНД турбины К-200-12,8-7.

302

Таблица 10.1 Модификации турбин К-200-12,8

Наименование	Марка турбины	
	К 200-12,8-7	К 200-12,8-8
Мощность, МВт	200	210
Параметры свежего пара	12,8/540	12,8/535
Параметры пара после промежуточного МПа, С	2,4/540	2,4/535
Температура питательной воды, С	247	248
Давление пара в конденсаторе, кПа	10-30	8,7

Меньшие осевые размеры проточной части последних модификаций позволили сократить пролет ротора ЦНД (расстояние между осями подшипников) с 4,86 до 4,57 м и выполнить выходные патрубки диффузорного типа, большой осевой протяженности, т.е. аэродинамически более благоприятными. По расчету при номинальных условиях выходной объемный пропуск пара, составляющий для базовой модификации 1222 м³/кг, в последних модификациях уменьшен соответственно до 523 и 816 м³/кг.

Паровая турбина К-300-23,5-3 ЛМЗ, как и остальные турбины ЛМЗ, является быстросходной, т.е. служит для привода двухполосного электрогенератора при частоте вращения 50 1/с. Основные показатели турбины и турбоустановки представлены в табл. 14.

Турбоустановка имеет один двухходовой конденсатор с поверхностью охлаждения 15400 м². Воздухоотсасывающее устройство состоит из двух основных и трех дополнительных водоструйных эжекторов. Система регенеративного подогрева питательной воды включает три ПВД, питаемые паром из ЦВД с давлением в камере отбора 6,22 МПа; за ЦВД при 3,99 МПа и из ЦСД при 1,57 МПа. Следующий (по потоку пара) отбор из ЦСД при 1,06 МПа питает деаэратор, после которого имеется питательный пазос с турбоприводом. Турбопривод с противодавлением свежего пара в него подается из той же камеры, что и пар на ЦНД с параметрами пара 1,57 МПа и 420°С; противодавление 0,226 МПа; пар после турбопривода направляется в тигий за ЦСД. При полной нагрузке главной турбины мощность приводной турбины, затрачиваемая на питательный пазос, составляет около 11 МВт.

Предусмотрен также питательный пазос половинной производительности с приводом от электропривода, который служит для пуска установки, а также может работать при

303

частичных нагрузках блока. Отборы из ЧСД (0,51 МПа), за ЧСД и два в ЦНД (при 0,086 и 0,016 МПа) снабжают паром четыре ПНД. Между ПНД1 и конденсатным насосом располагается сальниковый подогреватель. Схема регенерации каскадная. На некоторых электростанциях используются ПНД смешивающего типа, что позволяет несколько повысить экономичность турбоустановки и при определенных условиях отказаться от деаэратора.

Турбина выполнена грейдцилиндровой (рис. 10.7). После ЦВД пар возвращается в промежуточный перегреватель котла и оттуда направляется в ЧСД. Из последней ступени ЧСД две трети пара направляются в двухпоточный цилиндр низкого давления, в то время как одна треть протекает через отсек, встроенный в ЦСНД. Из трех потоков ступеней низкого давления пар поступает в один общий конденсатор.

Свежий пар подводится к одновентильной регулирующей ступени, расположенной в средней части ЦВД. Далее пар проходит по направлению от генератора к переднему подшипнику через пять ступеней, расположенных во внутреннем корпусе. Затем пар омывает внутреннюю корону и направляется в последующие шесть ступеней правого потока, которые установлены в двух обоймах. Здесь пар расширяется до давления 3,91 МПа (все указанные давления по ступеням турбины относятся к полной нагрузке турбины). За третьей ступенью правого потока производится первый регенеративный отбор пара.

Примененная в этой турбине конструкция ЦВД позволяет расположить наиболее горячие части паропровода в середине цилиндра, удалив их от картеров подшипников. При сверхкритическом давлении 23,5 МПа ступени высокого давления приходится располагать во внутреннем цилиндре с таким расчетом, чтобы разделить перепады давлений и температур, которым подвергаются наружный и внутренний цилиндры. Так, при полной нагрузке давление в камере регулирующей ступени составляет 16,5 МПа, давление между внутренним и наружным цилиндрами 9,6 МПа. Таким образом, наибольший перепад давлений на внутренний цилиндр составляет 6,9 МПа. Наибольшее избыточное давление, которому подвергается наружный корпус, равно 9,5 МПа.

Поток пара, обтекающий внутренний корпус, позволяет понизить температуру наружного корпуса. Регулирующие клапаны сняты с корпуса турбины и расположены рядом с ЦВД. К четырем сопловым сегментам пар подводится двенадцатью паропроводами. Увеличенное число паропроводов, соединяющих регулирующие клапаны с сопловыми сегментами, позволяет применить паропроводы уменьшенного диаметра и с меньшей толщиной стенки, что обеспечивает их достаточную гибкость

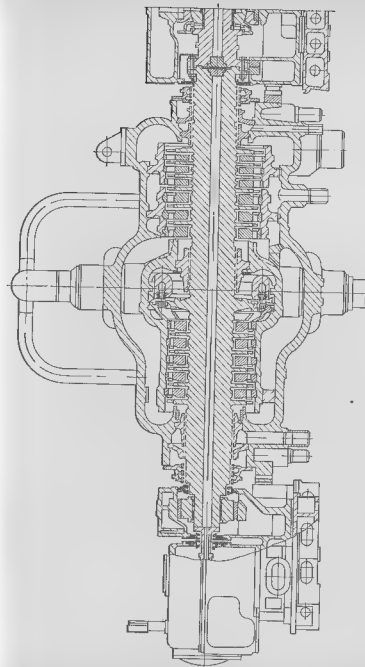


Рис. 10.7а. Проголовный разрез ЦВД турбины К-300-2,5-3 ДМЗ

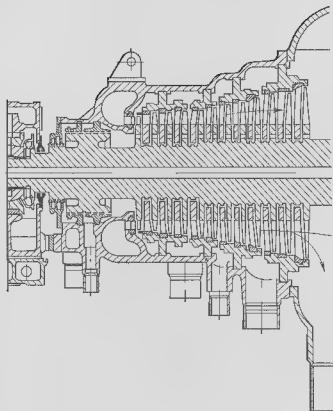
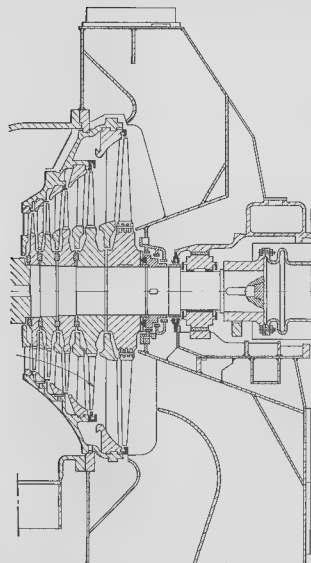


Рис. 10.76 Продольный разрез ЦНД турбины К-300 23,5-3 ЛМЗ (ЦНД см рис 10.9 и 10.10)
306



Пар после ЦВД направляется в промежуточный перегреватель и возвращается в ЦСД турбины с параметрами $p_{\text{пг}} = 3,6 \text{ МПа}$ и $t_{\text{пг}} = 540^\circ \text{С}$. В ЦСД размещается двенадцать ступеней, диски которых откованы за одно целое с валом. После двенадцатой ступени при давлении $0,22 \text{ МПа}$ пар направляется в три ЧНД. В каждом потоке низкого давления имеется пять ступеней, диски которых посажены на вал в горячем состоянии.

Роторы частей высокого и среднего давления соединены жестко между собой, причем полумуфты откованы за одно целое с валами. Между частями среднего и низкого давления применена жесткая муфта с двумя насаженными полумуфтами и промежуточной вставкой. Соединение вала турбины и ротора генератора выполнено жесткой муфтой, на которой расположено зубчатое колесо валоповоротного устройства.

Комбинированный опорно-упорный подшипник располагается между цилиндрами высокого и среднего давления. Опорная часть подшипника воспринимает нагрузку роторов как высокого, так и среднего давления. В то время как смазка турбины и генератора осуществляется турбинным маслом, в качестве рабочей жидкости для управления системой регулирования применяется специальная негорючая жидкость.

Как масляные насосы, так и насосы, подпитывающие рабочую жидкость в систему регулирования, спяты с турбины, они приводятся электродвигателями и располагаются непосредственно на масляном баке и на баке рабочей жидкости, которые помещаются на полу конденсационного помещения.

На рис. 10.8 показан вид сбоку и сверху ЦВД турбины, а также вид сверху на разъем этого цилиндра. На рис. 4.32 приведен поперечный разрез сопловых коробок ЦВД.

Два блока стопорных и регулирующих клапанов располагаются по обе стороны рядом с турбиной и гибкими паропроводами соединяются через проходные патрубки с четырьмя сопловыми сегментами регулирующей ступени, вваренными во внутренний корпус ЦВД. Паровпускные патрубки при жесткой связи с наружным корпусом подажно с помощью поршневых колец соединены с горючками внутреннего корпуса. Часть корпуса, представленного в плане, показана со снятой крышкой наружного цилиндра.

Перед ЧСД имеются две паровые коробки, в каждой из которых находятся по одному стопорному и регулиющему клапанам. Регулирующие клапаны ЧСД полностью открыты при нагрузке, составляющей более 30% от номинальной. Оба регулирующих клапана ЧСД открываются одновременно и подводят пар к первой ступени ЧСД по всей окружности.

Фиксатор турбины расположен на боковых рамах задней части ЦНД.

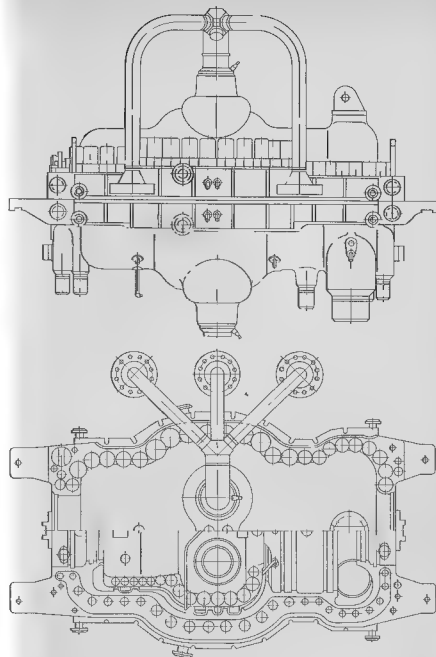


Рис. 10.8 Цилиндр высокого давления турбины К-300-23,5 ЛМЗ

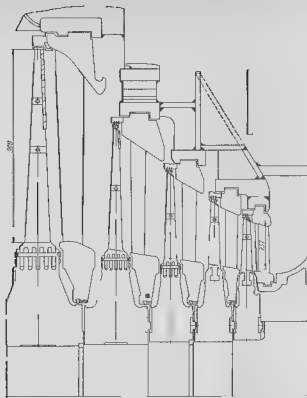


Рис 10.9. Модернизированная проточная часть ЦНД для турбины ЛМЗ с последней чашкой длиной 960 мм

Проточная часть ЦНД турбины К-300-23,5-3 существенно изменена по сравнению с первыми модификациями. Модернизация (рис. 10.9) коснулась изменения меридиональных обводов проточной части, заменен один ряд лопаток промежуточной ступени, на всех рабочих лопатках установлены периферийные бандажи. Трапециевидная их форма позволяет уплотнить лопаточные зазоры и тем самым снизить потери от периферийных протечек и улучшить обтекание периферийной зоны рабочих решеток.

На рис. 4.44, а показана рабочая лопатка последней ступени ЦНД. При среднем диаметре 2480 мм длина лопатки равна 960 мм. Кольцевая площадь выхода одной ступени составляет $\Omega = 7,48 \text{ м}^2$.

Паровая турбина К-500-23,5-4 ЛМЗ на $n = 50 \text{ 1/с}$ — это современный агрегат, предназначенный для установки на крупных электростанциях в блоке с прямоточным котлом. Основные показатели турбины и турбоустановки приведены в табл. 1.4.

Конденсационное устройство турбоустановки состоит из двух последовательно соединенных по воде конденсаторов. Благодаря такому соединению в ЦНД при номинальном расходе пара, температуре охлаждающей воды 12°C и ее расходе $51480 \text{ м}^3/\text{ч}$ давление пара в первой секции равно 3,16, а во второй 3,96 кПа. Секционирование конденсаторов вследствие двухступенчатой схемы охлаждения дополнительных выигрыш в мощности, особенно значительный (в относительных величинах) при понижении объемного пропуска пара через последние ступени, т. е. при уменьшенной нагрузке или усиленном вакууме. Двухходовые конденсаторы продольного расположения, т. е. их трубы устанавливаются вдоль оси турбины. Общая поверхность конденсаторов составляет 22500 м^2 . Для отсоса паровоздушной смеси применены водоструйные эжекторы.

Система регенеративного подогрева питательной воды восьмиступенчатая: три ПВД получают пар из отбора из ЦВД при 6,13 МПа, из линии за ЦВД при 4,2 МПа и из отбора из ЦСД при 1,87 МПа. Деаэрагор соединен с линией отбора из ЦСД при 1,19 МПа, из этой же линии отбирается пар для конденсационного турбопривода питательного насоса (при 383 °С). ПНД 3 и ПНД 4 поверхностного типа получают пар из ЦСД при 0,473 МПа и из линии за ЦСД при 0,263 МПа. Отборы пара из линий на ПНД 3 и ПНД 4 используются для подогрева сетевой воды в двух сетевых подогревателях, давая внешнему потребителю 293 ГДж/ч . Подогреватели смешивающего типа ПНД 2 и ПНД 1 получают пар из отборов ЦНД при 0,107 и 0,019 МПа. В схему регенерации после ПНД 1 и ПНД 2 включены два сапунных подогревателя.

Турбинный агрегат К-500-23,5-4 отличается высокой степенью унификации узлов и элементов с другими турбинами, ранее созданными ЛМЗ. Всего в турбине четыре цилиндра: противоточный ЦВД и двухтопочные ЦСД и два ЦНД (рис. 10.10). Впереди ЦВД установлены два блока клапанов, в сварно-литых коробках которых находятся по одному стопорному и по два регулирующих клапана. От регулирующих клапанов по четырем трубам пар поступает к четырем соловым коробам.

Конструкция подвода пара к ЦВД аналогична рассмотренной выше конструкции турбины К-300-23,5-3.

После ЦВД пар направляется на промежуточный перегрев, после которого при 3,67 МПа и 540°C подводится к двум стопорным клапанам, установленным по обе стороны ЦСД. С целью уменьшения парового объема два регулирующих клапана, прикрывающихся при нагрузке меньшей 30%, установлены непосредственно на наружном корпусе ЦСД.

В каждом потоке ЦСД по 11 ступеней, первые три из которых располагаются во внутреннем корпусе; диафрагмы остальных ступеней крепятся в обоймах наружного корпуса. Принятая двухпоточная конструкция (сравните с турбиной К-500-23,5-3 ХТЗ, рис. 10.22) имеет и достоинства и недостатки. Положительными качествами ее является уравновешенность осевых усилий, равномерность прогрева при пуске, отсутствие разгрузочного диска и то и другое благоприятно сказывается на показателях маневренности агрегата.

Разделение потоков позволяет уменьшить весовую последней ступени, снизить скорости пара в выходных патрубках ЦСД. В то же время первые ступени имеют меньшую высоту лопаток и несколько пониженный КПД; ротор с 22 ступенями оказывается длинным, с большим прогибом и трудностью обеспечения малых эксплуатационных зазоров в уплотнениях ступеней. Сохранение в период между ремонтами расчетных значений утек в периферийных уплотнениях достигается применением корытообразных уплотнений (кроме последней ступени), рассогнанных в гл. 4. На рис. 10.11 показана типовая ступень ЦСД данной турбины с такими уплотнениями.

Аналогичный ЦСД с другого типа бандажами рабочих лопаток и их уплотнениями, а также с установкой в отдельных ступенях проволоочных связей, т. е. принципиально при несколько худшей экономичности, чем у ЦСД турбины К-500-23,5-4, был испытан в турбине К-500-16-1, и по состоянию пара перед клапанами его КПД составил 92,5%.

Первые три ступени каждого потока располагаются во внутреннем корпусе ЦСД, что позволяет уменьшить время пуска агрегата, остальные в обоймах, устанавливаемых в наружном корпусе. В камере паровпуска внутреннего корпуса имеется разделяющее кольцо, распределяющее входящий в цилиндр пар по двум потокам.

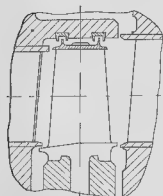


Рис. 10.11 Типовая ступень среднего давления турбины К-500-23,5-4 ЛМЗ

314

Кольцо состоит из двух половин, приваренных к верхней и нижней частям внутреннего корпуса в плоскости горизонтального разреза. Наружный корпус соединяется с выходными патрубками вертикальными фланцами. Сопловые лопатки первых пяти ступеней и рабочие лопатки первой ступени выполнены постоянного по высоте профиля, остальные — переменного профиля.

Диафрагмы сварные с козырьками, в которых устанавливаются надбан-

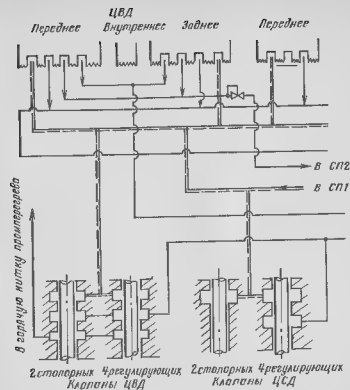
дажные уплотнения. Ротор ЦСД цельнокованный с полумуфтами, соединяющими его с роторами ЦВД и ЦНД I и также откованными заднюю с ротором. Номинальная длина ротора равна 7585 мм, его пролет 6410 мм.

При номинальном режиме расчетное давление пара за ЦСД равно 0,263 МПа, внутренняя мощность ЦСД составляет 230 МВт.

Отвод пара из ЦСД выполнен симметрично относительно горизонтального разреза и осуществляется по четырем патрубкам диаметром 1706 мм. Реверсы, направляющие пар в два ЦНД, располагаются по обе стороны турбины ниже плоскости разреза, что упрощает ремонт и ревизию цилиндров низкого давления.

Цилиндры низкого давления весьма близки к конструкции ранее спроектированного и уже эксплуатирующегося на ряде электростанций агрегата К-800-23,5 ЛМЗ (см. описание ниже, а также в § 1.2). Проточная часть ЦНД повторяет проточную часть ЦНД турбины К-300-23,5-3, рассмотренную выше. Особенностью проточной части является бандажирование всех рабочих лопаток с использованием в первых четырех ступенях трапециевидной формы бандажей с установкой в них демпфирующей проволоки. Кроме последней ступени нигде нет проволоочных связей в профильной части лопаток, благодаря чему повышается КПД всех ступеней турбины, отсутствует неблагоприятный и по экономичности и по эрозийному воздействию на последующие ступени «влажный след» после проволоки и уплотнения лопаток в месте ее расположения. Надбандажные уплотнения состоят из трех лагунных усков, завариваемых в козырьки диафрагм. Как и в турбине К-300-23,5 последняя лопатка (см. рис. 4.44, а) имеет длину 960 мм, средний диаметр 2480 мм, $d/l = 2,58$, кольцевую площадь 7,48 м².

Все роторы турбины гибкие, имеют жесткие соединительные муфты, каждый ротор лежит на двух опорах, опорные подшипники ЦВД сегментного типа, с шестью колодками. Осевые усилия воспринимаются упорным подшипником, объединенным с левым опорным подшипником ЦСД. В связи с тем что во всех цилиндрах направления потоков пара противоположны, то суммарное упорное давление не только при стационарных, но и при переходных режимах невелико: оно определяется некоторой неуравновешенностью усилий в ЦВД, влиянием допусков при изготовлении проточных частей, изменением зазоров и отложениями во время эксплуатации. Турбина имеет два валоповоротных устройства, вращающих ротор с частотой 0,068 и 0,5 1/с. При пуске и остановке турбины при вращении с помощью валоповоротного устройства автоматически включается система гидростатического подпора роторов.



Агрегат имеет два фикс-пункта: для ЦВД ЦСД и ЦНД 1 фикс-пункт находится на задней поперечной раме ЦНД 1, для ЦНД 2 на его задней поперечной раме, при этом ЦНД 1 и ЦНД 2 не имеют жесткой связи, так как предусмотрено их подвижное соединение. Для облегчения тепловых перемещений корпусов подшипников по фундаментным рамам на поверхность последних наносится специальный материал с низким коэффициентом трения. Кроме того, под лапами ЦВД и передними лапами ЦСД, где в подвижных местах с наибольшими температурами и наибольшими тепловыми расширениями, устанавливаются разгружающие амортизаторы.

Схема отсосов пара из концевых уплотнений выполнена как самоустанавливающаяся (рис 10.12). Пар на концевые уплотнения ЦВД поступает от концевых уплотнений ЦСД. При частичных нагрузках и при пусках агрегата на концевые уплотнения цилиндров поступает пар из горячего коллектора № 1 и холодного коллектора № 2. Раздельное питание паром горячих и холодных концов турбины обеспечивает требуемые температурные режимы при пусках турбины из различных состояний

316

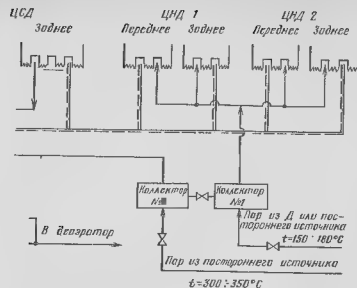


Рис. 10.12 Схема концевых уплотнений и уплотнений штокотрубных турбины К 500-23,5-4 ЛМЗ

Турбоагрегат располагается в ячейке машинного зала длиной 48 м и шириной 54 м. Поперечное расположение агрегата позволяет выполнить симметричными паропроводы свежего пара и промежуточного перегрева, что при тепловых расширениях трубопроводов обеспечивает более равномерные нагрузки на стопорные клапаны ЦВД и ЦСД.

Турбина К-800-23,5 ЛМЗ имеет несколько модификаций. Первая из них была изготовлена в одном экземпляре как двухвалный агрегат с частотой вращения обоих валов 50 1/с и успешно эксплуатируется на Саявской ГРЭС. Двухвальное исполнение агрегата позволило применить четыре двухпоточных ЦНД с кольцевой площадью последней ступени, равной 7,48 м², предельной во времени, и тем самым иметь относительно малые выходные потери и высокую экономичность всей турбоустановки. Однако двухвалный агрегат из-за повышенной стоимости двух электрогенераторов по технико-экономическим показателям проигрывает одновальному агрегату. Следует учитывать, что двухвалный агрегат требует большей площади машинного зала, повышенных затрат на строительные работы. Однако в то время наша промышленность не имела генераторов мощностью 800 МВт. Конструкция двухвальной турбины К-800-23,5-1 описана в предыдущем издании книги [53].

Вслед за первой модификацией ЛМЗ спроектировал и изготовил одновальные турбины К-800-23,5, третья модификация турбины рассмотрена в [53].

В настоящее время ЛМЗ изготавливает турбину К-800-23,5-5, конструкция которой представлена на рис. 14, тепловая схема на рис. 1.26, принципиальная схема регулирования на рис. 1.5.

На рис. 4.34, а и 4.36 показана регулирующая ступень этой турбины, на рис. 10.11 типовая ступень среднего давления, а на рис. 4.44, а последняя лопатка длиной 960 мм. Описание турбины дается в § 1.2.

Дополним описание, особо оговорив изменения, внесенные ЛМЗ в эту конструкцию по сравнению с предшествующими модификациями.

При разработке и отладке пятой модификации уделялось большое внимание повышению экономичности, удельный расход теплоты, по оценкам ЛМЗ, по сравнению с турбиной К-800-23,5-3 снижается более чем на 0,7%. Повышение экономичности обеспечивается модернизированной проточной частью ЦНД с биванджированием всех лопаток и более плавным периферийным междилальным обводком, улучшенной конфигурацией выходного патрубка, применением смешивающих подогревателей низкого давления и рядом других конструктивных и схемных решений.

Улучшены показатели надежности — примерно в два раза сокращено время пуска после длительного простоя — и надежности, в частности, более чем на 10% по сравнению с регламентированным по стандарту (см. § 6.1) повышена гарантийная наработка на отказ.

Многие из мер, направленных на обеспечение более высокой надежности, такие, как конструкция лопаток регулирующей ступени (рис. 4.34, а и 4.36), использование корытообразных бандажей (рис. 4.18, в), что ведет к повышению пороговой мощности агрегата (по низкочастотной вибрации), организация тепловых расширений, рассматривены выше при описании других турбин ЛМЗ, в частности турбины К-500-23,5-4. При этом увеличен срок службы между капитальными ремонтами. По сравнению с третьей модификацией снижена удельная масса турбоагрегата.

Турбина рассчитана на максимальный расход свежего пара 736 кг/с (см. табл. 1.4). При этом расходе пара, температуре охлаждающей воды 12°С и его расходе 73 000 м³/ч максимальная длительная мощность составляет 850 МВт. Общая длина собственно турбины равна 39,5 м, всего агрегата с генератором — 59,5 м.

Конструктивная схема турбины такая же, как у турбины К-500-23,5-4, но вместо двух ЦНД при. Естественно, что при тех же начальных параметрах пара размеры лопаток,

в ЦВД и ЦСД выше. Однако чисто ступеней в ЦСД меньше — не 11 в каждом потоке, а 9. Это объясняется тем, что суммарная проходная площадь шести потоков ЦНД возросла по сравнению с турбиной К-500-23,5 в полтора раза, а расход пара (см. табл. 1.3) в 1,61 раза, т.е. соответственно (при той же относительной величине регенеративных отборов пара в ЦВД и ЦСД) давление пара на входе в ЦНД оказывается выше в 1,61/1,5=1,07 раза. Несколько ниже в турбине К-800-23,5 и давление пара перед ЦСД 3,3 МПа вместо 3,75 МПа. Таким образом, отношение давлений в ЦСД данной турбины p_2/p_0 в 1,22 раза меньше, чем у турбины К-500-23,5.

В пятой модификации турбины на основе опыта эксплуатации предыдущих модификаций усилено крепление сопловых сегментов регулирующей ступени; для снижения осевого усилия в ЦВД несколько изменены диаметры концевых уплотнений.

Кроме упомянутого выше использования подогревателей смешивающего типа ПНД I и ПНД 2, между которыми установлен дополнительный конденсатный насос, что позволило расположить оба подогревателя ниже отметки машинного зала, укажем и на некоторые другие особенности турбоустановки.

Развитая система регенеративного подогрева сетевой воды обеспечивает при нормальном режиме температуру питательной воды 274°С, при этом предусмотрены отборы пара за ступенью № 9 (из ЦВД) при 6,05 МПа, за ступенью № 12 (за ЦВД) при 3,78 МПа, за ступенью № 15 (из обоих потоков ЦСД) при 1,64 МПа.

Отборы пара на ПВД могут на время отключаться, что позволяет повысить мощность турбины при том же расходе свежего пара. Однако в этом случае перегреваются ступени ЧСД и ЧНД, особенно последняя ступень ЧНД, что в определенных пределах и с учетом давления в конденсаторе при этих условиях допускается ЛМЗ. Поскольку в случае отключения ПВД снижается температура питательной воды и возрастают выходные потери, то естественно, что уменьшается КПД всего энергоблока: при отключении группы ПВД относительное повышение удельного расхода теплоты составляет примерно 2,5%. Преимуществом такого экономически невыгодного режима является получение довольно значительной дополнительной (пиковой) мощности в данном примере около 100 МВт.

Следует учитывать, что такую дополнительную мощность в ином случае приходится получать включением специальных пиковых агрегатов газовых турбин или паровых турбин относительно небольшой мощности и невысоких начальных параметров пара, например паровых турбин К-100-8,8.

Экономичность этих установок (ПТУ и ГТУ) не столь высока, как у ПТУ на 23,5 МПа с полностью включенной системой регенерации, она примерно равна экономичности ПТУ с турбиной К 800-23,5 (так же как турбины К-300 23,5 и К-500-23,5) с отключением ПВД. Кроме того, при получении пиковой мощности таким образом нет неизбежных при пуске и остановке потерь топлива, характерных при включении специальных пиковых агрегатов, да и время набора пиковой мощности существенно меньше при отключении ПВД.

К линии отбора на ПВД 6 подключены две параллельно работающие конденсационные турбины для привода питательных насосов, каждый половинной производительности. Турбины имеют свои конденсаторы. Деаэратор питается паром из отбора за ступенью № 17 из обоих потоков ЦСД при 1,08 МПа. Постоянно поддерживаемое давление в деаэраторе составляет 0,7 МПа. Отборы на ПВД осуществляются после ступени № 19 из обоих потоков ЦСД при 0,588 МПа, за ЦСД при 0,284 МПа, из шести потоков ЦНД за ступенью № 32 при 0,114 МПа и за ступенью № 34 при 0,02 МПа. Слив конденсата каскадным, из ПВД 6 производится в деаэратор, а при малых нагрузках непосредственно в конденсатор. Конденсаторная группа состоит из двух продольно расположенных конденсаторов с одинаковой поверхностью теплопередачи. Охлаждающая вода двумя параллельными потоками, каждый из которых при необходимости (например, при чистке трубок) может быть отключен во время работы, проходит последовательно через корпуса конденсаторов. При этом можно разделить конденсаторную группу по длине на две секции с присоединением каждой секции к отдельным выходам из ЦНД. В этом случае, во-первых, давление за последними ступенями разных потоков также будет разным, что, как ранее указывалось, дает дополнительный выигрыш в мощности.

Особенно большой выигрыш в экономичности всей турбоустановки в такой схеме достигается при высокой температуре охлаждающей воды и в данной турбоустановке при $t_{\text{ох.в.}} = 22-30^\circ \text{C}$ составляет 0,3-0,35%. Кроме того, конденсаторная группа выполнена таким образом, что конденсат из секции с более низким давлением p_k направляется в корпус с более высоким значением p_k , где осуществляется дополнительный нагрев конденсата первой секции. Благодаря этому несколько сокращается отбор пара на ПВД.

Турбина К-1200-23,5 ЛМЗ, длительное время успешно работающая на Костромской ГРЭС при частоте вращения 50 1/с, рассчитана на максимальную мощность 1400 МВт и является одной из самых крупных в мире. Как одновальная, на сверхкритическое начатное давление она превосходит более

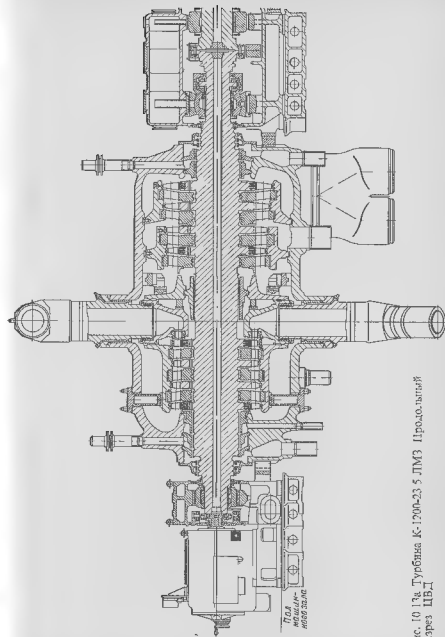


Рис. 10. Турбина К-1200-23,5 ЛМЗ. Продольный разрез ЦВД

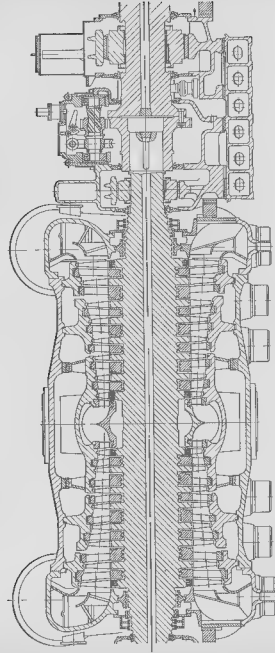


Рис. 10.136 Турбина К-1200-23,5 ЛМЗ Продольный разрез ЦСД

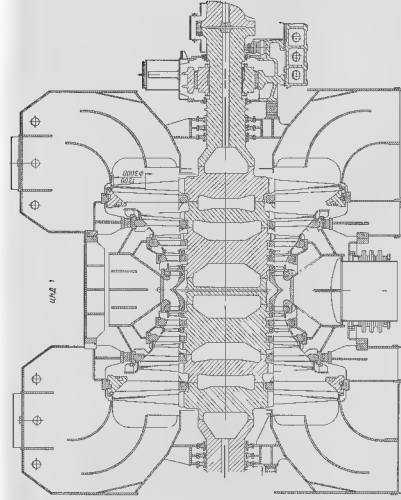


Рис. 10.13а Турбина К-1200-23,5 ЛМЗ Продольный разрез ЦНД (показан один ЦНД из трех)

чем в полтора раза по мощности то, что создано за рубежом (в США, Японии, ФРГ).

Основные технические характеристики турбины и турбоустановки представлены в табл. 1.4. Продольный разрез турбины показан на рис. 10.13.

Турбина состоит из пяти цилиндров: противодающего ЦВД, двухпоточных ЦСД и трех ЦНД. Особенностью турбины является дроссельное парораспределение. Выбор его определялся несколькими причинами: уникальной по мощности (примерно 75 МВт) регулирующей ступени в случае соплового парораспределения, что ставило под сомнение обеспечение надежности рабочих лопаток такой ступени и необходимости для них аэродинамически неблагоприятной весьма большой хорды, стремлением повысить экономичность проточной части ЦВД при нагрузках, близких к номинальной, использованием для энергоблока способа регулирования мощности скользящим давлением.

Хотя по расчетной экономичности турбоустановка с турбиной К-1200-23,5 по сравнению с турбоустановкой с турбиной К-800-23,5 примерно одинакова, большая единичная мощность турбоагрегата позволяет сократить удельные капитальные затраты как на оборудование блока, так и на строительную часть ТЭС. Практически в полтора раза снижается удельная стоимость системы автоматического управления.

Роторы высокого и среднего давления выполнены цельноковаными, низкого давления сварно-коваными. Облопачивание в ЦВД и ЦСД традиционно для ЛМЗ типа (см. выше описание турбин К-500-23,5 и К-800-23,5), в ЦВД по четыре ступени в противоположно направленных потоках, в ЦСД по восемь ступеней в каждом потоке. Лопатки с цельнофрезерованными бандажами и корытообразными периферийными уплотнениями. В ЦВД диски имеют разгрузочные отверстия такого размера, что обеспечивается отсутствие корневой полдоса. Цилиндр низкого давления представляет собой шаг в развитии быстроходных турбин не только для отечественного турбостроения, но и для мирового энергомашиностроения. Главной особенностью его является самая длинная (для $n=50$ 1/с) последняя лопатка, выполненная из титанового сплава длиной 1200 мм и площадью 11,3 м².

Эти показатели и сегодня не достигнуты нигде в мире в турбинах, находящихся в эксплуатации. Проточная часть ЦНД сформирована таким образом, что корневой диаметр всех ее ступеней остается неизменным (пять ступеней в каждом потоке). При весьма большой окружной скорости у периферии последних лопаток сначала ожидалась повышенная их эрозия, и лопатки имели анэрозийные накладки из нитинола. Однако опыт работы турбины показал, что в данном случае, к тому же при использовании титанового сплава для лопаток,

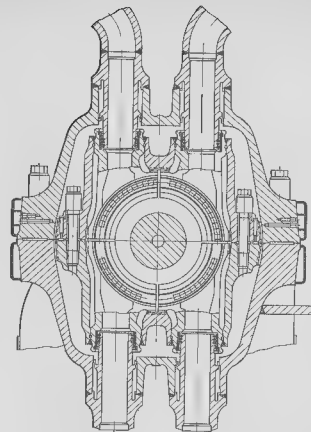


Рис. 10.14. Поперечный разрез по паровому турбине ЛМЗ К-1200-23,5

можно отказаться от доополнительных защитных накладок. Лопатки последней ступени имеют бандаж, выполненный за одно целое с профильной частью (см. рис. 4.44, з).

Цилиндр высокого давления имеет втулчатый корпус, в патрубки которого вварены две сопловые коробки. Пар подводится к середине ЦВД через два штулера по одному в верхней и нижней половинах, имеющих сварное соединение с наружным корпусом и подвижное - с горловинами сопловых коробок. Таким образом, в зоне паровпуска статор ЦВД имеет трехступенную конструкцию (рис. 10.14), с уменьшенными толщинами стенок и фланцев и тем самым с улучшенными показателями надежности. Подвод свежего пара осуществляется через два блока клапанов (каждый из одного стопорного и двух регулирующих), располагаемых по обе стороны ЦВД.

Пар после промежуточного перегрева подводится к двум стопорным клапанам, а от них по четырем трубам к четырем регулирующим клапанам. Последние устанавливаются непосредственно на ЦСД. Клапаны перед ЦСД полностью открыты в диапазоне нагрузок более 30% от номинальной. Подвод пара к ЦНД производится по двум трубам, расположенным по обе стороны турбины. Для большей равномерности подвода пара к ЦНД и снижения потерь при входе в цилиндр выпуск пара осуществляется через четыре патрубка по два в верхней и нижней половинках корпуса. Цилиндр низкого давления имеет наружный и внутренний корпус сварной конструкции. Внутренний корпус имеет возможность расширения относительно наружного. Опоры статора ЦНД выносные, непосредственно опирающиеся на фундамент. В диафрагмах последних ступеней каждого потока ЦНД предусмотрена внутрикалальная сепарация.

Следует отметить большие диаметры (при 50 Гц) опорных подшипников до 620 мм.

Тепловая схема турбоустановки отличается от схемы турбины К-800-23,5-5 (рис. 1.26) более высоким давлением пара в деаэраторе, работающем при скользящем давлении. Предусмотрено три питательных насоса (в турбинах К-800-23,5-5 два) с турбоприводом. Конденсатор состоит из четырех корпусов, расположенных попарно вдоль оси турбины под пел. Используется принцип ступенчатой конденсации. При этом зимой экономичность турбоустановки не снижается по сравнению с обычной, одноступенчатой конденсацией, а летом обеспечивается выигрыш в экономичности $\Delta\eta_3/\eta_3 \approx 0,5\%$.

На рис. 10.15 показан график изменения мощности и экономичности при использовании скользящего давления. При

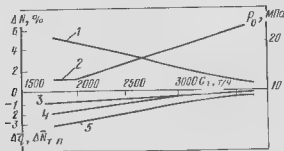


Рис. 10.15 Сравнительные характеристики работы турбины К-1200-23,5 ЛМЗ при скользящем давлении свежего пара по сравнению с работой при постоянном давлении

1 — относительное изменение мощности турбины ΔN , 2 — давление P_0 перед стопорными клапанами, 3 — относительное изменение расхода топлива Δq , 4 — то же Δq , 5 — относительное изменение мощности турбоустановки ΔN .

половинном расходе пара выигрыш в КПД нетто, т.е. с учетом снижения мощности турбопривода, по сравнению с работой при постоянном начальном давлении составляет $(\Delta\eta_3/\eta_3)_{\text{нетто}} \approx 2,5\%$.

В последнее время ЛМЗ разработал новые модификации турбин СКД мощностью 300–800 МВт с последней лопаткой длиной 1200 мм (см. табл. 6.2) и ЦНД, близким к показанному ниже на рис. 10.32, что позволяет уменьшить число потоков ЧНД в 1,5 раза.

Турбина К-450-12,8 ЛМЗ предназначена для парогазовой установки общей мощностью 800 МВт; принципиально такой тип ПГУ рассмотрен в § 1.7. Напомним, что ПГУ состоит из двух газовых турбин ГТЭ-150 ЛМЗ, двухкорпусного котла-утилизатора на 1150 т/ч и рассматриваемой паровой турбины.

Турбина создана при широкой унификации с рассматриваемыми выше серийными турбинами ЛМЗ на 23,5 МПа мощностью 500 и 800 МВт, состоит из четырех цилиндров (рис. 10.16): противоточного ЦВД и двухпоточных ЦСД и двух ЦНД. Параметры свежего пара 12,75 МПа, 540°С, промежуточный перегрев производится до 540°С. При температуре охлаждающей воды 12°С и расходе ее 51 450 м³/ч в первой секции конденсатора обеспечивается давление 3,77 кПа, во второй секции 4,89 кПа.

Схема турбоустановки К-450-12,8 представлена на рис. 10.17. Принципиальной особенностью турбоустановки является то, что схема регенерации ограничена одним ПНД смешивающего типа, в котором питательная вода деаэрируется и подогревается до 63°С. В схеме ПГУ предусмотрено сжатие перед котлом дополнительного топлива, что в случае необходимости позволяет автономную работу паровой части установки.

Как и во многих создаваемых вновь и модернизируемых турбинах ТЭС и АЭС вышних турбинных заводов, предусмотрены теплофикационные отборы нерегулируемого давления (до 420 ГДж/ч). Кроме основного ПНД (П1) имеется пусковой теплообменник ПТ, предназначенный для подогрева питательной воды посторонним паром при пусках и малых нагрузках (до 50% N_e).

Турбина имеет сопловое парораспределение и, следовательно, регулируюшую ступень в ЦВД. Проточные части отвечают последним разработкам ЛМЗ и базируются на типовых ступенях. Особенно ЦНД при стандартных размерах последней лопатки длиной 960 мм является увеличенной ее лорда. Необходимость в усилении последней лопатки связана с большим расходом пара по сравнению с турбиной К-500-23,5 из-за меньшего располагаемого теплоперепада всей турбины и меньших отборов пара. Серия мероприятий (удаление ферромагнитных включений, новые входные и выходные патрубки и т.п.) позволили повысить КПД цилиндра по

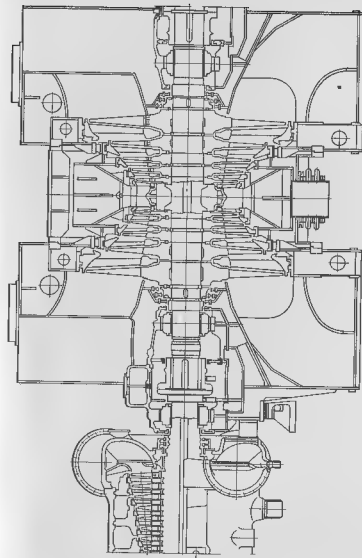
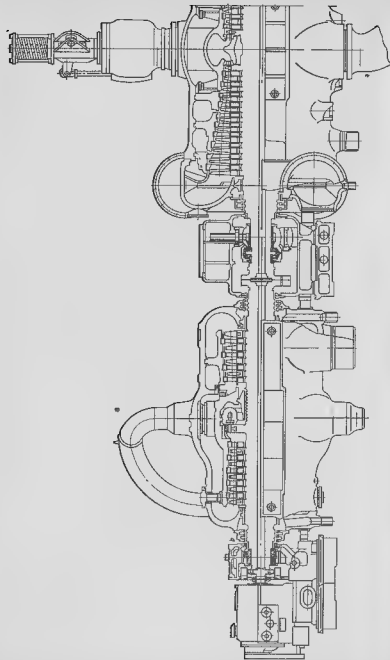


Рис. 10,16. Продолжный разрез турбины К-450-12,8 ЛМЗ (от двух ЦНД показан один)

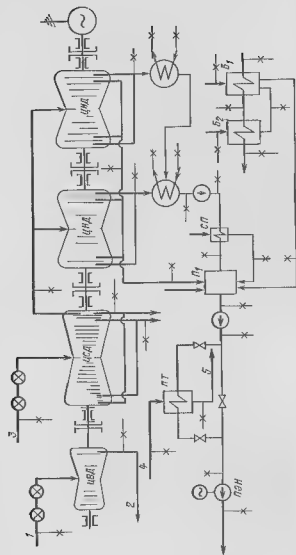


Рис. 10 17 Принципиальная схема турбоустановки К-450-12,8 ЛМЗ для ПГУ-500
1 — пар из конденсатора, 2 — пар из промислителя, 3 — пар из конденсатора, 4 — пар из промислителя, 5 — пар из конденсатора, 6 — пар из конденсатора

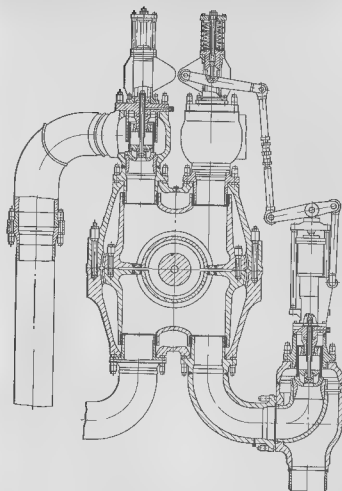


рис 10 18 Поперечный разрез по первому ЦСД турбины К 450 12,8 ЛМЗ

сравнению с ранее испытанным модернизированным ЦНД турбины К-300-23,5 ЛМЗ на относительных 1,2%.

В турбине принята трехопорная конструкция роторов ЦВД и ЦСД, т. е. между этими роторами располагается всего один опорно-упорный подшипник. Преимущества такой конструкции — длина турбины сокращается на 1 м, возрастает механический КПД и, главное, турбина оказывается более устойчивой к тепловым расценкам.

Фикс-пункты статора находятся между ЦНД 1 и ЦНД 2. Соединение между этими цилиндрами подвижное. Расширение

ЦНД 2 происходит в сторону генератора, остальных элементов статора в сторону переднего подшипника. Поперечный разрез по паровпускку в ЦСД показан на рис 10.18 и типичен для турбины ЛМЗ с промежуточным перегревом.

При проектировании турбины особое внимание уделялось повышению маневренности, ибо турбина предназначена как для базовой (до 7000 ч в году), так и для полупиковой нагрузки (до 3500 ч). Так, после остановки на ночь время пуска составляет 40 мин. Для этого в конструкции турбины применены двухкорпусные ЦВД и ЦСД, подвод пара в центральную часть ЦВД, узкие фланцы, уменьшенные концентраторы напряжений и т. п.

Турбины Харьковского турбинного завода

На отечественных электростанциях в большом числе находятся в эксплуатации турбины К-300-23,5 ХТЗ, а также несколько турбин К-500-23,5 ХТЗ. Кроме того, работают турбины К-100-8,8 ХТЗ и К-160 12,8 ХТЗ [53]. На Каширской ГРЭС установлена единственная энергетическая паровая турбина реактивного типа Р-100-30/3,2 ХТЗ [53].

Турбина К-300-23,5 ХТЗ спроектирована на 23,5 МПа, 560° С и параметры промежуточного перегрева 4,05 МПа, 565° С. Однако, как и другие турбины сверхкритического давления турбина эксплуатируется при пониженных температурах свежего пара и промежуточного перегрева, равных 540° С. Расчетное давление в конденсаторе 3,43 кПа. Частота вращения 50 1/с.

Модификация турбины К-300-23,5-2 представлена на рис. 10.19. Турбина состоит из трех цилиндров — однопоточного ЦВД, комбинированного из части среднего и одного потока низкого давления; двухпоточного ЦНД.

В ЦВД расположены одновентная регулирующая и 16 перегружаемых ступеней. Рабочие лопасти регулирующей ступени имеют цельнофрезерованный бандаж, поверх которого на пинах устанавливаются ленточные бандажи, связывающие по четыре лопасти в пакеты. Остальные лопасти ЦВД имеют ленточные, прикрепленные бандажи, соединяющие пакеты в шесть и семь лопаток. Хвостовики лопаток грибовидные. В диске в ЦВД имеют по семь разгрузочных отверстий диаметром 40 мм. Небольшая реактивность ступеней и разгрузочные отверстия позволяют оказывать в роторе высокого давления от разгрузочного диска.

В части среднего давления 12 ступеней с рабочими лопатками переменного по высоте профиля, первые 9 ступеней выполнены с ленточными бандажами, последние три — с обандажены. Многие из ступеней имеют проволочные демпферные связи. Хвостовики грибовидного типа. Разгрузочные

отверстия предусмотрены в первых одиннадцати ступенях. Как и в ЦВД, во втором цилиндре нет разгрузочного диска.

После ЦСД пар разделяется на три потока. Один из них является продолжением ЦСД, остальные два создают новый ЦНД. Особенностью прочной части ЦНД, присущей многим турбинам ХТЗ, является уменьшающийся по потоку корпусной диаметр. Это позволяет уменьшить наклон периферийного меридионального обвода, улучшить обтекание корневой зоны лопатки ступеней, где скорости пара сверхзвуковые. Первые две ступени ЦНД имеют обандаженные лопатки, остальные без бандажа. Последняя лопатка длиной 1050 мм при среднем диаметре 2,550 мм. В двух последних ступенях применены торцевые слотные хвостовики. Ступени ЦВД и ЦСД с дисками, окованными заднюю с ротором, в ЦНД насадные диски передачей крутящего момента через радиальные пинки.

Поток пара в ЦВД направляется от генератора к переднему подшипнику. Регулирующая одновентная ступень и следующие четыре ступени расположены во внутреннем корпусе. Дальше следует ступени, диафрагмы которых размещены в обоймах, притом из полости между первой и второй обоймами (за второй ступенью) производится регулируемый отбор пара для подогрева питательной воды.

Регулирующие и стопорные клапаны располагаются по двум ЦВД и с помощью двенадцати гибких паропроводов соединяются с сопловыми сегментами регулирующей ступени. Пар при этом вначале подается одновременно к левому и правому нижнему сегментам, что обеспечивает 100% полной мощности.

После промежуточного перегрева пар поступает в ЦСД, проходя через два блока клапанов. Каждый блок имеет отсечный клапан, управляемый независимо системой регулирования и системой защиты. Направление потока в ЦСД противоположно направлению пара в ЦВД. При установившемся режиме это позволяет в значительной степени уравновесить осевые усилия во всей турбине.

В части среднего давления ступени объединены в группы по количеству обоев, что облегчает организацию отборов пара для регенерации.

Разрез по паровпускку в ЦСД с регулирующими клапанами и промежуточному перегреву см. на рис 10.21.

Тепловая схема турбины установки аналогична тепловой турбины ЛМЗ. Подогрев питательной воды осуществляется паром из девяти регулируемых отборов. При полной нагрузке температура питательной воды составляет $t_{\text{вх}} = 275^\circ \text{С}$. Игнелистый насосной производительности приводится в действие паровой турбиной с противодавлением, которая питается из паропровода после промежуточного перегрева.

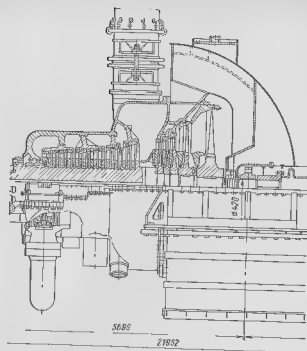
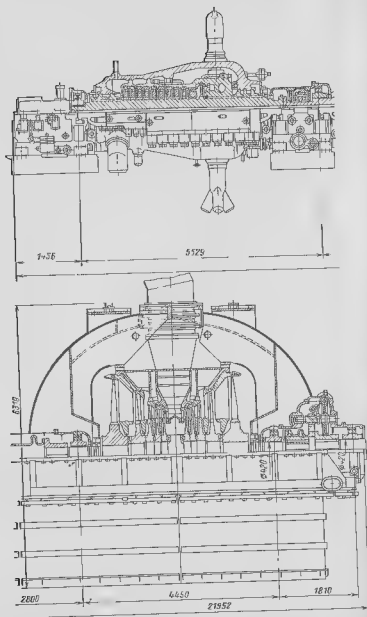


Рис. 10.19. Турбина К 300 23,5-2 ХТЗ

Отработавший в приводной турбине пар направляется в ЦНД главной турбины.

Для пуска турбинной установки предусмотрен электроприводный насос половинной производительности.

Для замены турбин К-300-23,5, отработавших свой ресурс, ХТЗ создала турбина К-310-23,5-3, продольный разрез которой показан на рис. 10.20. Сложность разработки такой турбины заключается в том, что, с одной стороны, требовалось сохранить фундаменты агрегата и практически без изменений тепловую схему с установкой вспомогательного оборудования, с другой стороны, ХТЗ стремился использовать современные материалы на проектирование турбин, учесть опыт эксплуатации отработанного варианта и других агрегатов завода.

Не рассматривая детально конструкции новой турбины, отметим, что вместо трех потоков ЦНД, как показал опыт, обладающих рядом недостатков (неуравновешенность осевых сил, не очень благоприятные условия входа в ЦНД, расположенную непосредственно за ЧСД, трудности модернизаций, весьма длинный ротор второго цилиндра), имеется только два потока. Паровпуск в ЦСД показан на рис. 10.21.

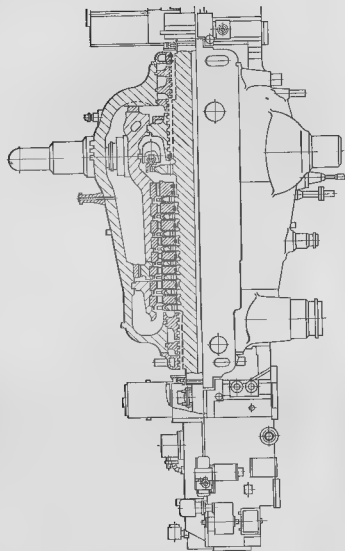
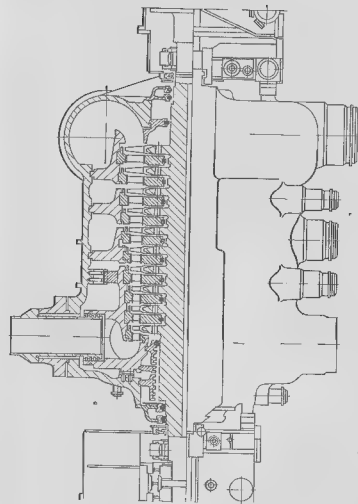


Рис 10.20 Модульная газовая турбина К-310-21.5-3 XT3 (ШНД—св. вкл. 10.19)



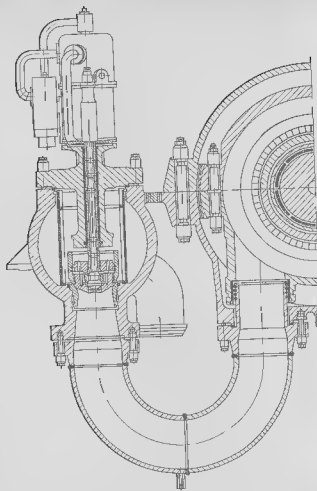


Рис. 10.21 Поперечный разрез по пароводу ЦСД турбин К-300-23,5 ХТЗ

В ЦНД использована другая (по сравнению с исходной турбиной) последняя ступень с лопаткой длиной 1030 мм и кольцевой площадью 8,19 м² (см. рис. 4.44, в) с банджом апробированная в ряде турбин ХТЗ. В зоне паровпуска применена трехстенная конструкция, имеющая существенно лучшие показатели маневренности, широко применяется цельнофрезерованное бандажирование лопаток.

В тепловой схеме используются смешивающего типа ПНД, имеется возможность подключения теплофикационных отборов верегулируемого давления. Однако в связи с уменьшением

суммарной кольцевой площади последних ступеней неизбежно возросли выходные потери, ухудшились условия на входе и выходной патрубков. В какой-то мере этого можно было бы избежать, применив вместо турбины с противодавлением конденсационный привод питающего насоса. Тогда количество пара, проходящего через последние ступени, уменьшилось бы. Однако этого сделать не удалось в связи с трудностями установки нового турбопитательного агрегата со своим конденсатором в заданных габаритах и на фундаментах машинного зала электростанции.

Отметим, что, не будучи связанными ни с имеющимися фундаментами, ни с габаритами машинного зала, ХТЗ строили для новых и экспортных поставок турбоустановку К-320-23,5-4. Поперечный разрез по пароводу ЦВД показан на рис. 4.33.

Турбина К-500-23,5 ХТЗ имеет несколько модификаций. В большинстве электростанций установлена вторая модификация К-500-23,5-2. Турбина мощностью 500 МВт рассчитана на начальные параметры пара $p_0 = 23,5$ МПа, $t_0 = 540^\circ \text{C}$ с промжуточным перегревом при $p_{\text{пр}} = 3,63$ МПа до $t_{\text{пр}} = 540^\circ \text{C}$. Давление в конденсаторе $p_k = 3,5$ кПа. Частота вращения турбины $n = 50$ 1/с. Турбина (рис. 10.22) состоит из четырех корпусов однопоточных ЦВД и ЦСД и двухпоточных ЦНД. Поперечные разрезы по пароводу в ЦВД, ЦСД и ЦНД показаны на рис. 10.23.

Первые ступени ЦВД размещены во внутреннем корпусе ЦВД расположены таким образом, что поток пара направляется от генератора к переднему подшипнику. Пар к турбине подается по двум паропроводам. Паровпуск трехстенный: наружный корпус, внутренний корпус и силовые коробки. Всего в ЦВД десять ступеней активного типа, первая из которых регулирующая. За регулирующей ступенью давление пара 17,05 МПа, а температура 495 °С. За восьмой ступенью ЦВД производится отбор пара на регенерацию. После ЦВД по двум трубам $\varnothing 500$ мм пар направляется в котел, где осуществляется промпрегрев. Далее, пройдя отсечные и регулирующие клапаны, пар поступает в цилиндр среднего давления (рис. 10.23, б).

Первые четыре ступени ЦСД расположены во внутреннем корпусе; диафрагмы остальных устанавливаются в трех обоймах. Всего в ЦСД однанадцать ступеней. Первые пять из них имеют рабочие лопатки с цельнофрезерованным банджом. Все рабочие лопатки ЦСД закрученные, переменного т.о. высоте профиля. Ротор цельнокованый корпус сварно-литой. Пар после ЦСД при давлении $p = 0,31$ МПа двумя ресиверными трубами, проходившими ниже плоскости горизонтального разреза, подается в два двухпоточных ЦНД.

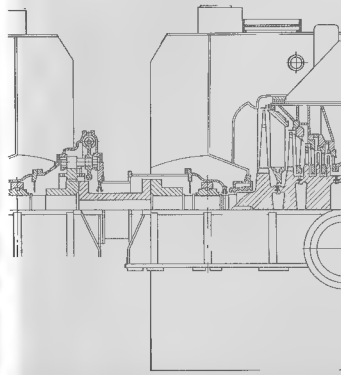
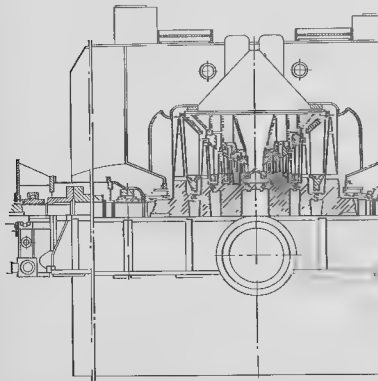
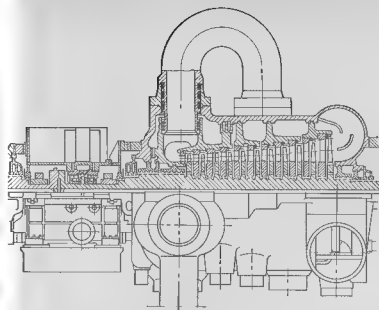
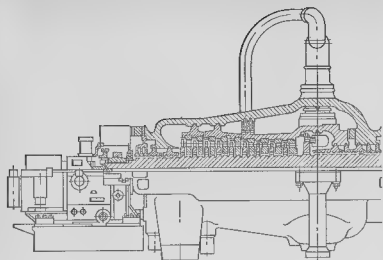


Рис. 10.22 Турбина К-500 23 5 2 ХТЗ (продольный разрез), показаны лезвия сопловых ЦНД2

поперек машинного зала. Экономичность установки характеризуется удельным расходом теплоты, равным 7640 кДж/кг.

ХТЗ разработана новая, более совершенная модификация той турбины К-500-23.5-3, где применена улучшенная проточная часть низкого давления с последними лопатками длиной 1030 мм. Реконструирована регулирующая ступень и система паровпуска в ЦВД. Сокращены паровые объемы между регулирующими клапанами ЦВД и соплами регулирующей ступени, между клапанами ЦСД и соплами первой ступени ЦСД. Вместо восьми регулирующих клапанов ЦВД предусматривается четыре, при этом каждый из паровпускных патрубков ЦВД соединяется с одним клапаном. Увеличена степень парциальности регулирующей ступени. Имеются некоторые изменения в тепловой схеме: увеличен отступ теплоты до 293 ГДж/ч, деаэрагор переведен на работу при скользящем давлении, два находящихся под вакуумом ПНД заменяются с поверхностных на смешивающие. По оценкам завода новая модификация турбоустановки рассчитана на удельный расход теплоты 7620 кДж/(кг·ч).

10.3. КОНСТРУКЦИИ ТУРБИН АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

подавляющее большинство паровых турбин, устанавливаемых на АЭС с водоохлаждаемыми реакторами, в том числе все турбины ХТЗ, как было отмечено в § 1.6, предназначены для работы на насыщенном паре.

Конструкции турбин насыщенного пара во многом отличаются от турбин, работающих перегретым паром высоких параметров. Эти особенности вызваны следующими причинами.

1. Малый располагаемый теплоперепад H_0 . Так, например, в турбинах насыщенного пара при $p_0 = 6,0$ МПа с внешней сепарацией и промежуточным перегревом располагаемый теплоперепад составляет менее 60% располагаемого теплоперепада турбин, па $p_0 = 23,5$ МПа с $t_0 = t_{\text{пр}} = 540^\circ\text{C}$. Вследствие этого в турбинах насыщенного пара расширение пара обычно происходит только в ЦВД и ЦНД и лишь в отдельных случаях (см. рис. 10.28) в ЧСД. При этом в ЦНД вырабатывается примерно 50–60% мощности, и влияние их на экономичность турбины оказывается потерей с выходной скоростью, эффективность КПД оказывают потери в выходном патрубке, потери дроселирования в пароперегревателях, в ресиверах, в тракте внешней сепаратор-пароперегреватель. Поэтому для уменьшения ΔH_0 , турбины проектируются с значительными суммарными кольцевыми площадями последних ступеней и т.д. Это достигается выполнением большого числа потоков в ЦНД и, следовательно, большого числа ЦНД, вплоть до четырех ЦНД. Для увеличения проходных сечений последних

ступеней ЦНД и сокращения числа ЦНД большинство мощных турбин насыщенного пара выполняются тихоходными (см. § 6.5).

Для уменьшения потерь давления большое внимание уделяется конструкции клапанов, которые обычно выполняются совмещенными па линии свежего пара (stop-орный и регулирующий клапаны) или упрощенными; например, па входе в ЦНД часто применяются поворотные заслонки (см. рис. 5.21). Сепаратор и промежуточный перегреватель, как правило, объединяются в компактную конструкцию. Следует учесть, что размеры такого сепаратора-пароперегревателя (СПП) настолько велики, что обычно турбины большой мощности имеют несколько СПП.

2. Большие обьёмные пропуски пара, превышающие G_1 в турбинах высоких параметров такой же мощности (из-за пониженных начальных параметров, меньшего H_0 и худшего КПД) па 4–6 раз па входе и примерно в 2 раза на выходе.

В связи с этим существенно возрастают габариты паровпуска, требующие более компактного его исполнения, изменения конструкции клапанов. Начиная с мощности агрегата 500–800 МВт, в первой ступени производится разделение потока пара, и, таким образом, все цапфы турбины выполняются двухпоточными (см. рис. 10.30, 10.32 и др.). Это, естественно, увеличивает число ступеней и осевые габариты цилиндров, но, с другой стороны, во всех цилиндрах уравниваются осевые усилия.

Бо́льшие высоты лопаток в первых ступенях требуют закртки лопаток. Значительные изгибающие напряжения в регулирующей ступени (см. § 8.3) затрудняют применение парциального подвода пара и, следовательно, соплового парораспределения.

Бо́льшие пропуски пара в ЦНД, так же как отмеченное выше значительное влияние ΔH_0 на КПД турбин насыщенного пара, требуют увеличения числа потоков, а во многих случаях перехода на пониженную частоту вращения.

3. Работа всех или большинства ступеней влажным паром для повышения КПД турбины и всей установки требует уменьшения влажности пара как диаграммой, так и фактической. Это достигается:

а) внешней сепарацией, иногда выполняемой дважды, и промпарегревом (см. § 1.6).

б) различными методами внутренней сепарации (см. § 5.2).

Кроме того, расчет и проектирование ступеней и решеток следует вести с учетом особенностей протекания влажного пара (см. § 2.8 и 4.4). Необходимо отметить, что если обычно в ступенях низкого давления тихоходных турбин насыщенного пара влажность примерно такая же, как в турбинах высоких начальных параметров пара, то влажность в ступенях высокого давления характерна только для турбин АЭС.

4. Специальные меры по уменьшению эрозии лопаток (см. § 5.2) и других элементов турбин. В турбинах

работающих влажным паром, приходится сталкиваться с различными видами эрозии: ударной эрозией, когда на различные детали турбины (не только на рабочие лопатки) действуют капли влаги, обладающие большой скоростью, это касается поверхностей корпуса диафрагм, обойм и т. д. на периферии ступеней; межщелевой эрозией на стыках, в небольших зазорах; эрозией вымывания, встречающихся в ресиверах сепараторов и многих частях турбины, на которые действует влага в виде струй. Сюда же следует отнести наблюдающуюся в некоторых турбинах эрозию в лабиринтовых уплотнениях.

Борьба с этими видами эрозии, кроме уменьшения влажности пара, ведется, с одной стороны, сокращением числа карманов и мертвых полостей в дренажах, обоймах, где может скапливаться влага, и хорошим дренажом там, где нельзя избежать этого скопления, с другой стороны, применением специальных эрозионно-стойких материалов для деталей, которые могут подвергаться эрозии, или специальных покрытий поверхностей этих деталей.

Следует отметить, что, хотя большинство деталей турбин насыщенного пара изготавливаются из тех же материалов, что и турбины высоких параметров пара, все же доля нержавеющей и высокохромистой стали в турбинах насыщенного пара выше. Кроме того, обычно не применяется чугун, который применяется в диафрагмах и обоймах ЦНД турбин высоких параметров пара.

5. Повышенные требования к надежности турбин. Дело в том, что аварийная остановка турбины связана с большими неприятностями, чем на электростанции, работающей на органическом топливе. Причины этого — невозможность немедленной остановки реактора и необходимость в течение некоторого времени перепуска пара помимо турбины, обычно ремонт турбины на АЭС требует больше времени. Кроме того, надо учитывать, что составляющая стоимость электростанции, зависящая от капитальных вложений, на АЭС существенно выше, чем на ТЭС, и аварийная остановка блока АЭС приводит к повышению стоимости выработки электроэнергии в системе.

В связи с этим при проектировании турбин АЭС для ряда деталей закладываются большие запасы прочности, применяются более качественные материалы, по возможности используются уже отработанные и проверенные решения. При проектировании турбин АЭС предъявляются особые требования по сейсмостойкости.

В настоящее время турбины АЭС имеют эксплуатационные показатели надежности не ниже, чем турбины ТЭС.

6. Как и в турбинах с промперегревом пара для ТЭС и ТЭЦ, из-за большого объема и протяженности паропроводов между цилиндрами в турбинах насыщенного пара может произойти разгон турбины после прекращения доступа свежего

пара. В турбинах насыщенного пара к этому добавляется вскипание и испарение влаги, сконцентрировавшейся на поверхности ротора, неподвижных деталей турбины, в сепараторе и т. д. Расчеты и опыты на турбинах показали, что за счет этого при сбросе нагрузки частота вращения турбины может возрасти на 15–25%. Радикальным средством для уменьшения этого разгона является установка арматуры на входе в ЦНД после СПП.

Турбины АЭС и, в частности, турбины насыщенного пара имеют некоторые особенности в регулировании и эксплуатации [24, 46, 48].

7. Если турбина предназначена для работы в одноконтурной схеме, т. е. в турбину поступает радиоактивный пар, то предъявляются дополнительные требования к конструкции турбины и ее эксплуатации. Эти особенности в первую очередь определяются требованиями биологической защиты, которая должна обеспечиваться общей герметической обшивкой агрегата или всей установки, трассировкой паропроводов радиоактивного пара ниже отметки обслуживания и, конечно, полностью дистанционным обслуживанием. Особые меры принимаются для предотвращения утечек пара из турбины. Большое внимание уделяется плотности всех фланцевых соединений. Фланцевые соединения трубопроводов, перепусков, ресиверов по возможности заменяются сварными.

Клапаны и концевые уплотнения таких турбин должны быть герметичными, поэтому в них организуется специальная система подвода и отвода пара, в частности организуется подача нерадиоактивного пара в уплотнения из специального парогенератора (испарителя) под избыточным давлением (см. рис 517). Подробно конструкции турбин АЭС рассматриваются в [24, 36, 46, 48].

Турбина К-220-4.4 ХТЗ предназначена для работы в дубль-блоке (две турбины на один реактор ВВЭР-440). Из серии модификаций турбины рассмотрим турбину К-220-4.4-3, основные параметры которой представлены в табл. 1.4. Система регенерации включает три ПВД, питаемых при давлениях пара 3,32, 2,23 и 1,47 МПа, деаэратор при 1,47 МПа, пять ПВД с каскадным сливом дренажа греющего пара. Двухступенчатый промежуточный перегрев пара осуществляется в двух СПП. Максимальная мощность агрегата 235 МВт.

Трехцилиндровая турбина состоит из одноцилиндрового ЦВД и двух двухцилиндровых ЦНД с последней лопаткой длиной 1030 мм. Первый вариант турбины имел сопловое парораспределение с выделенной в ЦВД одноступенчатой регулирующей ступенью. Однако присутствия всем необходимым турбинам насыщенного пара надежность регулирующей ступени связана со сложными процессами конденсации илотного пара при больших скоростях пара и одновременно парциальном подводе.

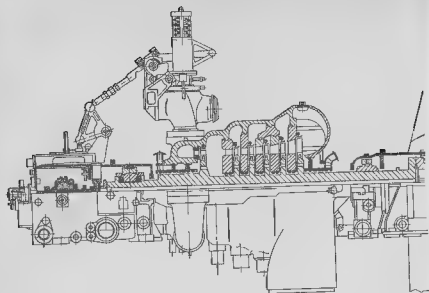


Рис 10 24. Турбина К 270 4,4-3 XT3 (показан один из двух ЦНД)

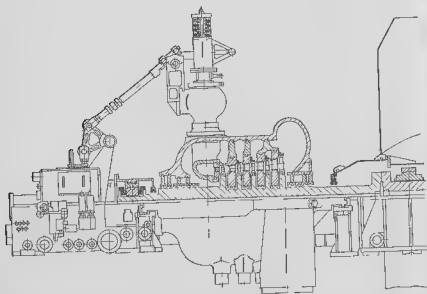
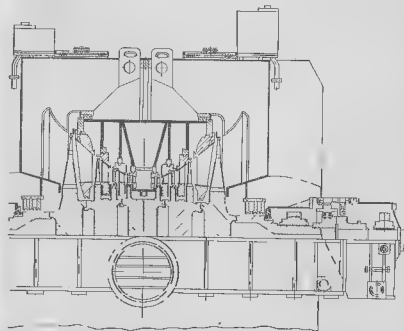
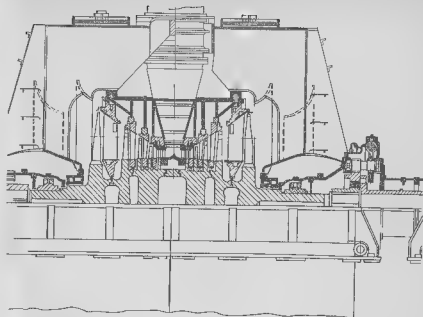


Рис 10 25 Турбина К 220-4,4-5 XT3
348



да и к тому же работа турбин ЛЭС в основном с нагрузкой, близкой к номинальной, привели к отказу от соплового парораспределения. В настоящее время все модификации турбин этого типоразмера работают с дроссельным парораспределением; одновременно усилены элементы первой ступени. Однако остается значительное расстояние между первой и второй ступенями, что несколько снижает экономичность турбины.

Ротор ЦВД выполнен цельнокованым, жестким, роторы ЦНД сварные, гибкие (рис. 10-24). В проточной части предусмотрена эффективная система влагоудаления. Испытания турбины показали, что после ЦВД влажность пара оказалась существенно меньше расчетной. Это в значительной мере связано с развитой системой регенеративных отборов пара в ЦВД три отбора при малом числе ступеней.

В турбине два фикс-пункта (у каждого ЦНД), организуемые поперечными шпонками на боковых опорах.

Более современный вариант турбины данного типоразмера разработан ХТЗ для работы с несколько худшим вакуумом ($p_k = 6,3$ кПа). Главное отличие в том, что турбина выполнена двулентной (рис. 10-25) с двулентным ЦНД. Последняя лопатка длиной 920 мм с более благоприятной версностью ($d/l = 3,07$). Несмотря на меньшую суммарную выходную площадь последних ступеней и несколько повышенное конечное давление, экономичность турбоустановки мало отличается от третьей модификации: расчетное значение $q_{27} = 11190$ кДж/(кВт·ч) вместо 11180 кДж/(кВт·ч). Это объясняется существенным снижением потерь давления в тракте ЦВД ЦНД, отказом от выделенной первой ступени ЦВД, лучшей аэродинамической проточной части, использованием последних достижений науки в этой области, еще более развитой системой влагоудаления, в частности организацией внутренней сепарации не только в последней, но и в предпоследней диафрагме ЦНД. В связи с увеличением периферийной окружной скорости в последних лопатках до 590 м/с проводится специальное их упрочнение. Очевидно, что при той же мощности турбины и, следовательно, примерно том же расходе пара в конденсаторы замена четырех рядов последних лопаток на два ряда потребовала разработки такой последней ступени, которая бы обеспечила приемлемый уровень изгибных напряжений.

Турбина К-220 4-4-4 имеет ряд подмодификаций, в том числе при соответствующем моделировании проточной части выполняется для работы при частоте вращения 60 1/с. Естественно, что в этом случае выходная площадь уменьшается в $(6/5)^2 = 1,44$ раза. Такой вариант турбины предназначен для работы в условиях жаркого климата и соответственно худшего вакуума (при $p_k = 7,6$ кПа).

Турбины К-500-6,4 ХТЗ в дубль-блоке с реактором РБМК 1000. Подробно их описание имеется в [23, 36, 37, 46, 48]. Рассмотрим только некоторые особенности последней модификации турбин К-550-6,4-3.

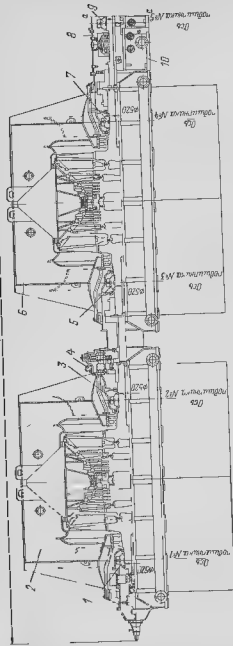
Турбина (рис. 10-26) имеет конструктивную схему двулентный ЦВД расположен посередине агрегата, по обе стороны его установлены по два двулентных ЦНД. Главное изменение новая проточная часть ЦНД с последней лопаткой длиной 1030 мм вместо ранее использовавшейся лопатки длиной 852 мм. Это и ряд некоторых других изменений ведут к повышению максимальной мощности более чем на 25 МВт, соответствующему росту экономичности. Следует учитывать, что увеличение размеров последней ступени означает не только снижение потерь с выходной скоростью, что очень важно для турбин насыщенного пара, но и увеличение гечения в выходном лагубре и соответственно повышение его эффективности. В турбоустановке несколько (до 260° С) повышена температура перегрева, что вызвано в первую очередь необходимостью снизить влажность пара в последней ступени при столь длинных лопатках. Новая модификация турбины не требует изменения фундаментов агрегата и компоновки всей турбоустановки.

Турбина К-750-6,4 ХТЗ работает в дубль-блоке с реактором РБМК-1500, т.е. входит в самый крупный энергоблок ЛЭС. Как и остальные турбины ХТЗ для ЛЭС, турбина предназначена для работы насыщенным паром. Основные характеристики турбины приведены в табл. 14. Турбина бысроходная, т.е. с частотой вращения ротора 50 1/с.

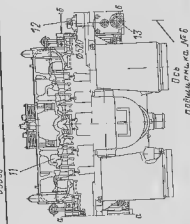
Как и в турбоустановке К-500-6,4, у турбоустановки К-750-6,4 нет подогревателей высокого давления, что объясняется требованием относительно низкой температуры на входе в реакторную установку РБМК [48]. В турбоустановке с турбиной К-750-6,4 предусмотрены пять ступеней ПНД и деаэрагор. Промежуточный перегрев пара осуществляется в одноступенчатом СПП. В тепловую схему могут быть подключены три сетевых подогревателя с испарной нагрузкой 628 ГДж/ч. Поскольку турбина работает в одноконтурной схеме, то предусмотрен испаритель, дающий «чистый» пар в систему утилитарий.

Принципиально конструкция турбины сходна с рассмотренной выше турбиной К-500-6,4, т.е. последовательно (по направлению к электрогенератору) расположены два двулентных ЦНД, двулентный ЦВД и два двулентных ЦНД. ЦНД имеет последнюю лопатку длиной 1030 мм. Парораспределение дроссельное: пар с сопловыми решетками первых ступеней обоих потоков ЦВД подается из общей кольцевой камеры внутреннего корпуса. Во внутренний корпус при

39560



39560



39560

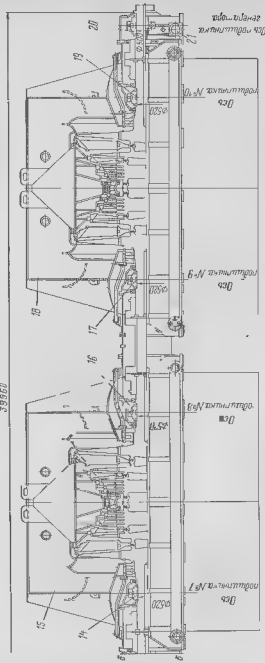


Рис. 10 26 Турбина К-550-6,4 ХГТ

1 3 5 7 9 12 14 16 17 19 20 опосред. подшипник 4 валоповоротное устройство 2 6 15 18 — ШПД 11 — ЦВД 13 — ЦВД 16 — ЦВД 18 — ЦВД 21 — ЦВД 22 — ЦВД 23 — ЦВД 24 — ЦВД 25 — ЦВД 26 — ЦВД 27 — ЦВД 28 — ЦВД 29 — ЦВД 30 — ЦВД 31 — ЦВД 32 — ЦВД 33 — ЦВД 34 — ЦВД 35 — ЦВД 36 — ЦВД 37 — ЦВД 38 — ЦВД 39 — ЦВД 40 — ЦВД 41 — ЦВД 42 — ЦВД 43 — ЦВД 44 — ЦВД 45 — ЦВД 46 — ЦВД 47 — ЦВД 48 — ЦВД 49 — ЦВД 50 — ЦВД 51 — ЦВД 52 — ЦВД 53 — ЦВД 54 — ЦВД 55 — ЦВД 56 — ЦВД 57 — ЦВД 58 — ЦВД 59 — ЦВД 60 — ЦВД 61 — ЦВД 62 — ЦВД 63 — ЦВД 64 — ЦВД 65 — ЦВД 66 — ЦВД 67 — ЦВД 68 — ЦВД 69 — ЦВД 70 — ЦВД 71 — ЦВД 72 — ЦВД 73 — ЦВД 74 — ЦВД 75 — ЦВД 76 — ЦВД 77 — ЦВД 78 — ЦВД 79 — ЦВД 80 — ЦВД 81 — ЦВД 82 — ЦВД 83 — ЦВД 84 — ЦВД 85 — ЦВД 86 — ЦВД 87 — ЦВД 88 — ЦВД 89 — ЦВД 90 — ЦВД 91 — ЦВД 92 — ЦВД 93 — ЦВД 94 — ЦВД 95 — ЦВД 96 — ЦВД 97 — ЦВД 98 — ЦВД 99 — ЦВД 100 — ЦВД

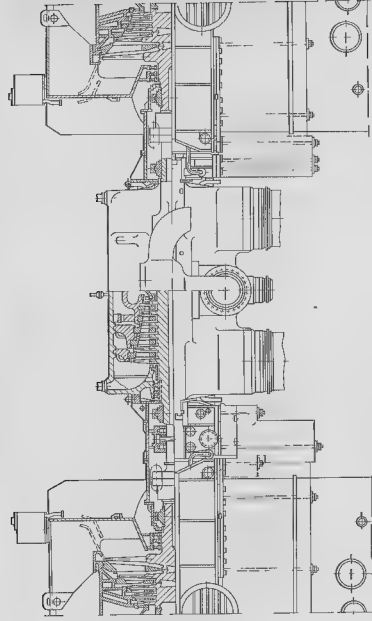


Рис. 10.77 Турбина К-750-6.4 ХТЗ (на четырех ЦНД частично показаны лоп.)



Рис. 10.78 Турбина К 1000-5.9 25-1 ХТЗ (модель турбины)

подводятся по двум патрубкам, которые приварены к двум стопорно-регулирующим клапанам, расположенным по бокам паружного корпуса в его средней части. В каждом потоке ЦВД (рис. 10.27) по пять ступеней. Внутренний корпус охватывает по три ступени каждого потока. Ротор ЦВД цельнокованный, роторы ЦНД сварные. Подвод пара к ЦНД осуществляется таким образом, что вскрытие их корпусов не требует отсоединения патрубков. Корпуса ЦНД сварные. Каждый ЦНД имеет свой фикс-пункт.

ХТЗ спроектирована серия тихоходных, т.е. на 25 1/с турбин насыщенного пара для работы на АЭС с реактором ВВЭР-1000. Первые из них имели мощность 500 МВт и успешно эксплуатируются в дубль-блоке № 5 Нововоронежской АЭС. Каждая турбина состоит из двух цилиндров - совмещенного ЦВСД и двухпоточного ЦНД [23, 48]. Остальные турбины имеют номинальную мощность несколько больше 1 м.н. кВт. Данные по двум первым модификациям турбин К-1100-5,9-1 и К-1000-5,9-2 представлены в табл. 1.4.

Турбина К-1000-5,9-1 ХТЗ состоит из пяти двухпоточных цилиндров ЦВД, ЦСД и трех ЦНД (рис. 10.28 см [48]). После ЦВД пар направляется в боковые конденсаторы (рис. 10.29). Боковое расположение конденсаторов позволяет спизить отметку машинного зала, уменьшить высоту фундамента. Кроме того, по сравнению с осевым расположением конденсаторов, эффективность выходных патрубков (и что подтвердили испытания на АЭС) выше.

Все роторы турбины сварные или сварно-кованные. Корневой диаметр ступеней в ЦВД неизменный, в ЦСД и ЦНД понижается по потоку. Муфты жесткие, с полумуфтами, откованными монолитно с концевыми участками ротора. Каждый ротор вращается в двух опорных подшипниках: упорный подшипник расположен между ЦВД и ЦСД. В каждом потоке ЦВД - 7 ступеней, ЦСД - 5 ступеней, в ЦВД - 4 ступени. Последняя ступень с рабочими лопатками длиной 1450 мм, соединенными по периферии приклепанной полкой, так называемым «вазедняком».

Корпусы ЦВД и ЦСД, литые или сварно-литые, ЦНД сварные. Пар после ЦВД по ресиверам направляется в СПД, откуда, пройдя через стопорные клапаны, поступает в лопаточную половину ЦСД. Перепуск к ЦНД производится по верхним ресиверам. Турбина имеет три фикс-пункта: между ЦСД и ЦНД I, между ЦНД II и ЦНД III, между ЦНД III и генератором. Испытания турбоустановки на АЭС показали высокую ее эффективность.

Турбина К-1000-5,9-2 ХТЗ второй модификации имеет конструкцию, традиционную для тихоходных турбин насыщенного пара (рис. 10.30), проточные части среднего и низкого

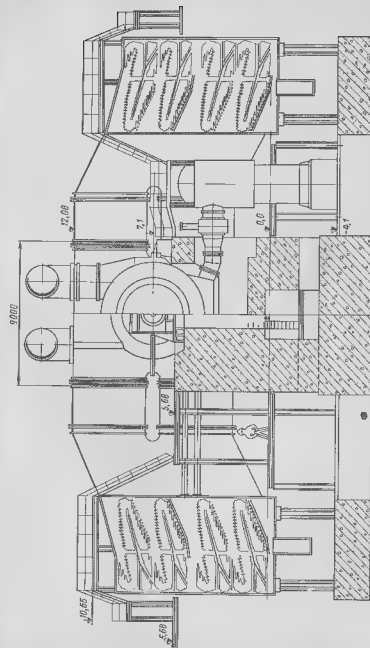


Рис. 10.29 Поперечный разрез по боковому конденсатору турбины К-1000-5,9-1 ХТЗ

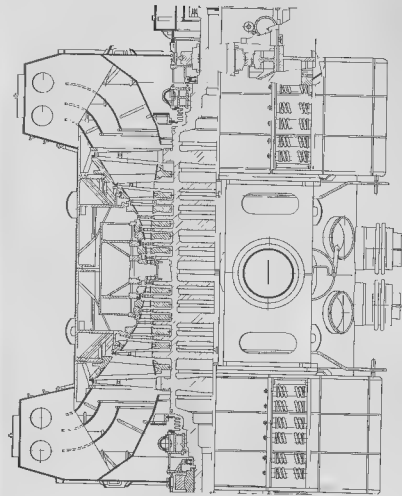
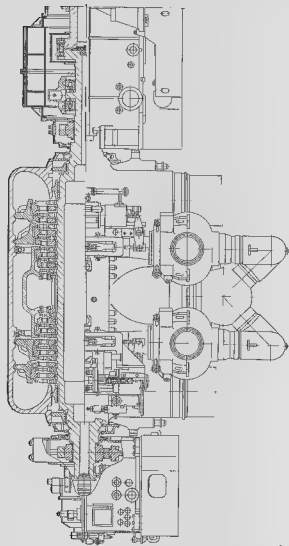


Рис. 10 30. Турбина К-1000-5,9/25-2 ХТЗ (из трех ЦНД попарно 0,4м)

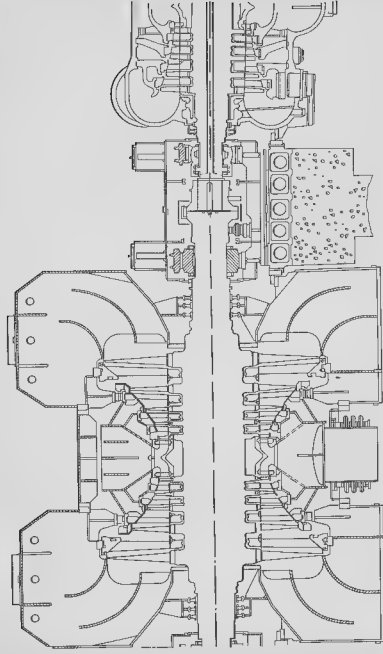


Рис. 10.37 Продольный разрез турбины К-1000-5,9 50 ЛМЗ (показан один из четырех ЦНД и левая половина ЦВД)

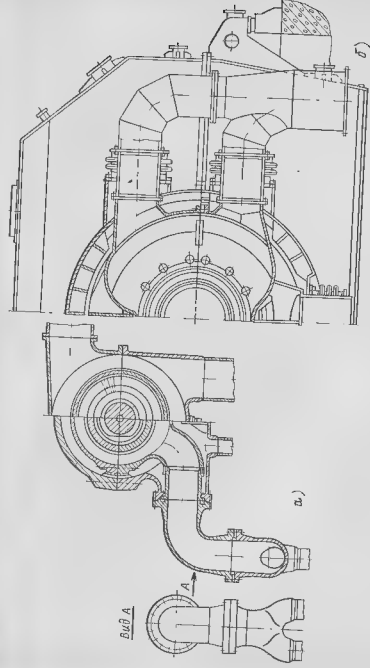
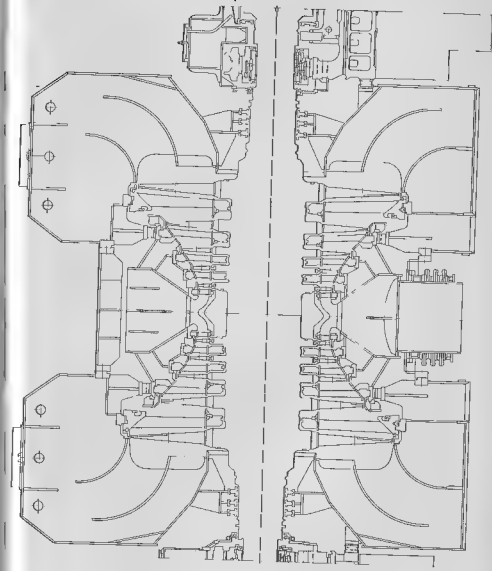
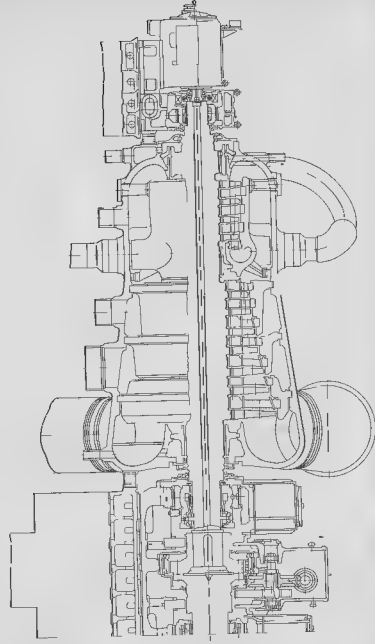


Рис. 10.33 Поперечные разрезы турбины К-1000-5,9 50 ЛМЗ:
а — по паропроводу в выход из ЦВД, б — по паропроводу ЦНД

Рис 10 34 Продольный разрез гребни К-800-12,8 ЛМЗ (показан один из двух ПНД)



Регенеративная установка состоит из двух ПВД (на 2,43 и 1,5 МПа), деаэратора (0,94 МПа) и пяти ПНД (на 0,58; 0,27; 0,13; 0,067 и 0,027 МПа), из которых два вакуумных выполнены смещающими. Одноступенчатый СПП питается свежим паром. Конденсационный турбопривод получает пар из того же отбора, что и ПНД 5. Для нужд теплового потребителя имеются отборы нерегулируемого давления с наружной 838 ГДж/ч.

Турбина (рис. 10.32) состоит из пяти двухпоточных цилиндров: двух ЦНД, ЦВД и двух ЦНД. Парораспределение дроссельное. В каждом потоке ЦВД и ЦНД по пять ступеней с постоянным (внутри цилиндра) корневым диаметром. Ротор ЦВД цельнокованый, ротор ЦНД цельнокованный, без центрального сверления (рис. 10.4).

В значительной мере ЦНД повторяет ЦНД турбины К-1200-23,5 ЛМЗ. Все лопатки турбины выполнены с баллажами, рабочие лопатки ЦВД сварены по четыре пять ступеней. Последняя ступень в зависимости от температуры охлаждающей воды может иметь лопатки из титанового сплава (как в турбине К-1200-23,5) длиной 1200 мм и $\Omega = 11,3 \text{ м}^2$ или стальные лопатки (при том же корневом диаметре) длиной 1000 мм и $\Omega = 8,8 \text{ м}^2$. Возможно исполнение турбины с разными лопатками в потоках первого и второго по воде конденсаторов.

Каждый ротор вращается в двух опорных подшипниках с сегментными вкладышами. Между ЦВД и ЦНД II расположен комбинированный опорно-упорный подшипник.

Подвод пара к ЦВД (рис. 10.33, а) производится через четыре блока клапанов, в каждом из которых имеется по стопорному поворотному гнию и регулирующему. Подвод пара у ЦНД осуществляется двумя паропроводами $\varnothing 1200 \text{ мм}$, от каждого из которых через два коротких патрубка $\varnothing 850 \text{ мм}$ и компенсаторы пар идет к верхней и средней части ЦНД (рис. 10.33, б). Фикс-шпунты турбины расположены между ЦВД и ЦНД II, между ЦНД III и IV, между ЦНД I и II.

Разработаны модификации турбины К-1000-5,9 ЛМЗ с большими тепловыми отборами нерегулируемого давления.

Турбина К-800-12,8 ЛМЗ мощностью 800 МВт с параметрами 12,75 МПа и 485 $^{\circ}\text{C}$ разработана для энергоблоков с реакторами на быстрых нейтронах. При раздельном давлении 0,44 МПа устанавливается СПП, после которых $t_{\text{м}} = 250^{\circ}\text{C}$; давление в конденсаторе 3,9 кПа.

При номинальной мощности предусмотрены два внешних отбора: промышленный 15 кг/с и отопительный 800 ГДж/ч. Номинальная мощность агрегата 856 МВт.

Быстроходная (на 50 1/с) турбина выполнена трехцилиндровой (рис. 10.34); ЦВД — совмещенный цилиндр с подводом

пара в середине цилиндра и противоположным направлением потоков. Ротор цельнокованый с 11 ступенями. Пар после СПП поступает в два ЦНД, повторяющие ЦНД турбины К-1000-5,9 ЛМЗ.

10.4. ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ

Крутые теплофикационные турбины типа Р, Т, ПГ и ТК изготавляются на ТМЗ и ЛМЗ.

Турбина Р-50/60-12,8/1,3-2 ЛМЗ описана в [53]. Особенностью ее является сочетание соплового парораспределения с внутренним обводом. Противодавление имеет диапазон от 1,0 до 1,8 МПа. Турбина унифицирована с рассматриваемой ниже турбиной ПТ-80/100-12,8/1,3 ЛМЗ и представляет ее цилиндр высокого давления.

Турбина Р-102/107-12,8/1,5-2 ТМЗ (рис. 10.35) — это одноцилиндровый агрегат с сопловым парораспределением, одноступенчатой регулирующей ступенью и десятью последовательно расположенными ступенями, разделенными на два потока противоположного направления. Подвод пара осуществляется в среднюю часть турбины через два стопорных и четыре регулирующих клапана. Последние расположены в паровых коробках, приваренных к корпусу цилиндра. Цельнокованый ротор турбины соединяется с ротором генератора полугибкой муфтой. Фикс-шпунты турбины находятся на раме заднего подшипника.

К турбине подключены три ПВД, питаемый паром из отборов и выходного патрубка. В турбоустановке также предусмотрен деаэратор.

Турбина ПТ-80/100-12,8/1,3 ЛМЗ с регулируемыми промышленными и двумя отопительными отборами пара представлена на рис. 10.36. Основные характеристики турбины см. табл. 1.4. Регенеративная система состоит из трех ПВД, деаэратора питаемого паром из линии промышленного отбора, и четырех ПНД. Подогрев сетевой воды осуществляется в двух подотделах. В ЦВД и ЦНД первые ступени одноступенчатые регулируемые; ПСД и ЦНД объединены в один цилиндр. После второго отопительного отбора установлена двухъярусная поворотная диафрагма.

Турбина может работать по тепловому графику, когда A_0 диктуется тепловой нагрузкой, и по электрическому при произвольном сочетании Q_0 , Q_1 и N . В обоих случаях возможны одно- или двухступенчатый подогрев сетевой воды и охлаждение конденсатора циркуляционной (охлаждающей), сетевой или подпиточной водой. Турбина может также работать как чисто конденсационная, без регулируемых отборов пара.

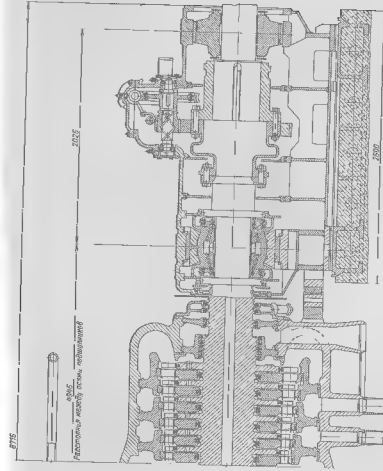
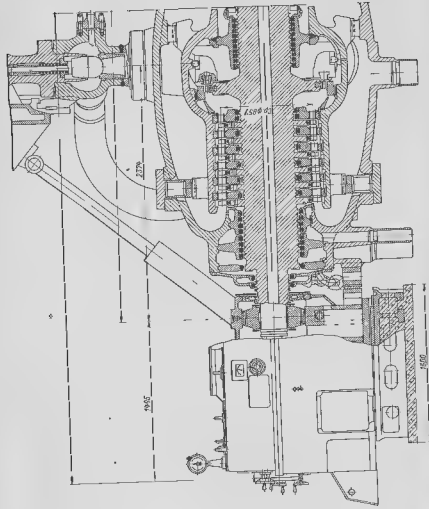


Рис 10.35 Турбина Р-102 107-12.8 1.52 ТМ3

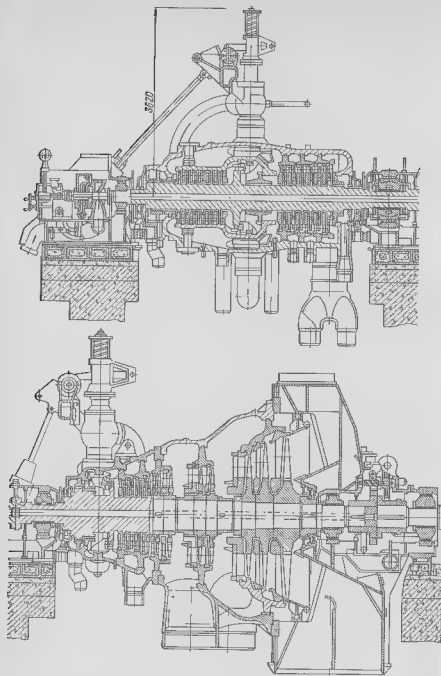


Рис 10.37. Продольный разрез турбины ПТ 140/160-12,8/1,3-2 ТМЗ
372

Турбина ПТ-140/160-12,8/1,3-2 ТМЗ показана на рис. 10.37. Турбина двухцилиндровая, ЦВД унифицирован с турбиной Р-102/107-12,8/1,3-2 ТМЗ. Во втором цилиндре проточная часть состоит из трех отсеков, в первом — одновенечная и шесть нерегулируемых ступеней; во втором — одновенечная регулирующая и еще одна ступень; в третьем — одновенечная регулирующая и далее две (первая модификация турбины) с последней лопаткой длиной - 830 мм нерегулируемые или одна ступень (вторая модификация турбины) с последней лопаткой длиной 650 мм. Вторая модификация рассчитана на температуру охлаждающей воды 27° С. Эта модификация обозначена как ПТ-140/165-12,8/1,3-2.

Таким образом, данная турбина ТМЗ является единственной турбиной с четырьмя регулирующими органами: клапанами на входе в ЦВД и ЦСД, поворотными диафрагмами после отопительных отборов пара. Планируется некоторая модернизация турбины (модификация 3), которая позволит длительную работу при $G_{\text{откл}}^{\text{макс}}$ с отключенными ПВД, что в отопительный период дает дополнительное повышение Δ , на 8 МВт.

Турбина Т-185/220-12,8-2 ТМЗ. Характеристики турбины имеются в табл. 1.4. На рис 10.38 показан продольный разрез. Турбина состоит из трех цилиндров — ЦВД, ЦСД и двухпоточного ЦНД.

Свежий пар подводится к стопорному клапану, после чего направляется к четырем регулирующим клапанам. ЦВД унифицирован с ЦВД турбины ПТ 135-165 и Р-100 ТМЗ и имеет 13 ступеней. В ЦВД подвод пара осуществляется в средней части.

В однопоточном ЦСД девять ступеней, из которых две последние так называемый переключаемый отсек располагаются между двумя отопительными отборами. Первые четыре диска отклонены относительно с валом, остальные насадные. ЦНД имеет в каждом потоке поворотную диафрагму (рис 10.39) и три ступени, последние из которых длиной 830 мм при $d_{2\text{фр}}$ 2280 мм.

Модификация турбины Т-185/215-12,8-2 разработана с последней лопаткой, укороченной до 650 мм, и с уменьшением до двух ступеней каждого потока ЦНД (при $t_{\text{ох.в.}} = 27^\circ \text{С}$). Возможно увеличение N , на 12 МВт при максимальном расходе свежего пара и отключении ПВД (третья модификация турбоустановки) при отопительном режиме.

В поворотной диафрагме 1 имеются поворотное кольцо 2 и два разгрузочных полукольца 3. При отливке чугунной диафрагмы в нее заправляются солиновые лопатки. К нижней половине поворотного кольца крепятся рычаги поворота.

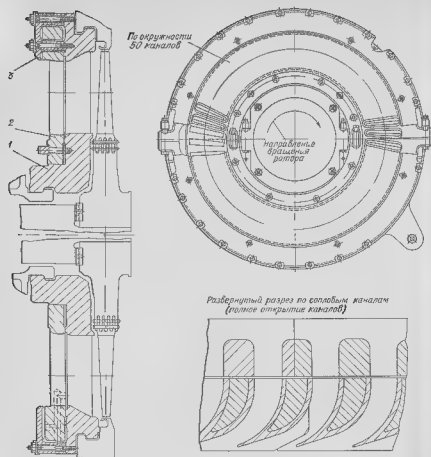


Рис 10.39 Регулирующая диафрагма турбины Т-185/12,8 ТМЗ

Максимальный угол поворота в соответствии с 50 капатами составляет $3^{\circ}35'$. На поворотное кольцо действует осевое паровое усилие, прижимающее его к основной диафрагме 1. Без специальной разгрузки это усилие оказалось бы недопустимо большим до 30 т. Поэтому применена система разгрузки усилия полукольцами 3.

Регенеративная система турбоустановки включает три ПВД, деаэратор и четыре ПНД.

Все рассмотренные выше теплофикационные турбины, так же как и другие турбины, в том числе Т-110/120-12,8 ТМЗ и другие, меньшей мощности [см. 2, 37, 53], не имеют промежуточного перегрева. Благодаря этому не только

ко понижается экономичность, главным образом в летний, отопительный период, но и снижается надежность.

Снижение надежности объясняется повышением влажности пара в ступенях ЦВД и тем, что пересечение линии процесса пограничной кривой $x=1,0$ происходит (при тех же начальных параметрах пара) при более высоких давлениях и температуре, что чревато возникновением коррозии под напряжением (см. § 5.2). Это необходимо учитывать при создании и эксплуатации таких турбин.

Турбина Т-180/210-12,8-1 ЛМЗ (см. табл. 1.4) с промежуточным перегревом и двумя отопительными отборами создана на базе конденсационной турбины К-210-12,8 ЛМЗ с теми же ЦВД и ЦСД и при широком использовании ее вспомогательного оборудования. Турбина трехцилиндровая (рис. 10.40). Двухпоточный ЦНД, перед которым (за ЦСД) производится верхний отопительный отбор имеет в каждом потоке по пять ступеней с предшествующими им поворотными диафрагмами. Последняя лопатка имеет длину 640 мм при $\Omega=4,2 \text{ м}^2$. Эта модификация рассчитана на температуру охлаждающей воды 27°C . При температуре 20°C устанавливается иная последняя ступень с лопаткой длиной 755 мм и $\Omega=5,23 \text{ м}^2$. Это модификация Т-180/215-12,8-2.

По сравнению с турбиной К-210-12,8 в теплофикационной турбине усилена последняя лопатка ЦСД, так как давление пара за ЦВД (в верхнем отопительном отборе) изменяется от 0,20 до 0,06 МПа, при этом в данной ступени существенно возрастают тепловые перепады и мощность.

По испытаниям на Вильямской ТЭЦ турбина ЛМЗ показала высокую экономичность в широком диапазоне изменения нагрузок.

Турбина Т-250/300-23,5-3 ТМЗ (см. табл. 1.4) единственная в нашей стране теплофикационная турбина с закрытого давления, ее регенеративная установка состоит из трех ЦВД (при давлении пара 5,62, 4,06 и 1,72 МПа), деаэратора (на 0,98 МПа) и пяти ПНД. Питательный насос приводится (как и в турбинах К-300-23,5) турбиной КТЗ с противодавлением. Турбопривод питается паром с параметрами 2,5 МПа, 488°C (всего 43 кг/с), после турбопривода пар идет в линию за ЦСД I.

Турбина (рис. 10.41) состоит из четырех цилиндров противоточного ЦВД с подводом свежего пара в среднюю часть, однопоточного ЦСД I двухпоточного (со встречным направлением потоков) ЦСД II и двухпоточного ЦНД. Свежий пар подводится к двум отдельным блокам клапанов, в каждом по одному стопорному и трем регулирующим. В ЦВД имеется четыре соплонные коробки, всего 13 ступеней, из которых первая одновенецная регулирующая. Внутренний корпус ЦВД охватывает шесть ступеней. Перед ЦСД в связи

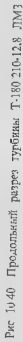
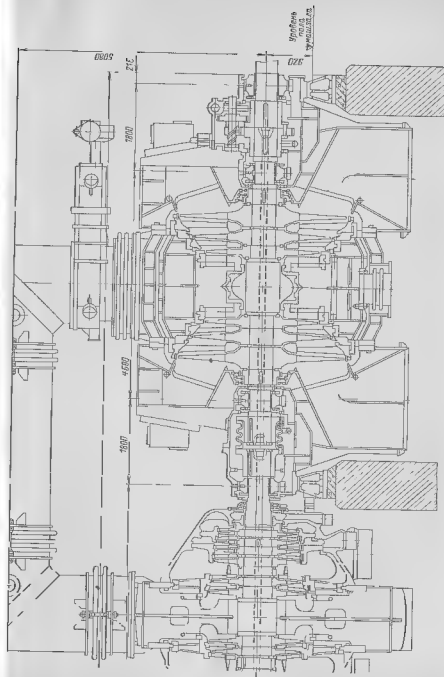
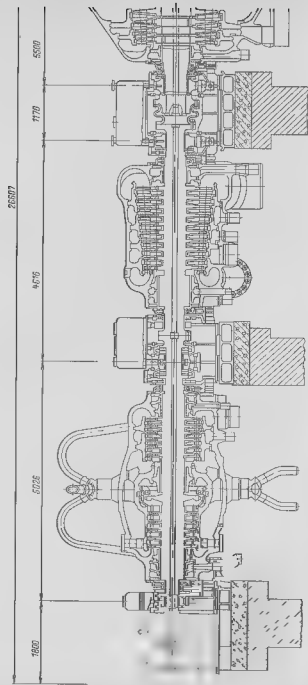


Рис 10.41 Продольный разрез турбины Т-250 300-23 55 ТМЗ



с подогрегревом пара имеется два блока отсечных и регулирующих клапанов. ЦСД I однопоточный, одностеппый с десятию ступенями, при нормальном расходе пара давление за ЦСД I составляет 0,54 МПа. Пар после ЦСД I поступает в ЦСД II, в каждом потоке которого по шесть ступеней, из них две последние составляют так называемый переключаемый отсек, т.е. находятся между двумя отопительными отборами.

Количество пара, поступающего в ЦНД, и тем самым тепловая нагрузка регулируются поворотными диафрагмами, устанавливаемыми перед каждым потоком. Длина последней, необлаженной лопатки равна 940 мм, средний ее диаметр 2390 мм. Роторы ЦВД и ЦСД I — цельнокованые, ЦСД II и ЦНД с насаженными дисками. Первые два ротора имеют три опоры, остальные по две опоры каждый.

Фиксация турбины находится в точке пересечения оси агрегата с осью поперечных шпенок на боковых рамах ЦНД со стороны ЦСД II.

Для повышения пороговой мощности агрегата, определяемой низкочастотной вибрацией ротора, и сохранения уровня периферийных протечек в ступенях ЦВД используется система корытообразных надбандажных уплотнений.

Турбина ТК-450/500-5,9 (см табл. 1.4) для работы на АТЭС в дубли-блоке с реактором ВВЭР-1000 разработана ТМЗ. Это быстроходный (на 50 1/с) четырехцилиндровый агрегат (рис. 10.42). Турбина спроектирована с привязанной к конденсационной мощностью, т.е. при расходе пара в конденсатор, не уменьшающемся почти до нуля, как в турбинах типа Т и ПТ. Подогрев сетевой воды осуществляется последовательно в двух подогревателях, питаемых из регулируемых отборов. Диапазон давлений этих отборов 0,06–0,3 МПа и 0,04–0,2 МПа. Для расширения возможности эффективного использования турбины при существенно различных температурных графиках сетевой воды предусмотрено еще два дополнительных отбора пара давлением 0,8–1,0 и 2,2–2,5 МПа.

Все цилиндры турбины двухпоточные, с центральным подводом пара: ЦВД, ЦСД, ЦНД I и ЦНД II. В каждом потоке ЦВД и ЦСД по шесть ступеней, ЦНД I — три, а ЦНД II — четыре ступени. В ЦВД дроссельное парораспределение; на входе в каждый поток отдельных цилиндров установлены поворотные регулирующие диафрагмы. В ЦСД после четвертой ступени каждого потока часть пара идет в четырехступенчатый ЦНД II, а остальная часть проходит через последующие две ступени переключаемый отсек и далее в трехступенчатый ЦНД I.

Роторы ЦВД и ЦСД цельнокованые, ЦНД дисковые. В ЦВД и ЦСД приняты неизменными корневые диаметры

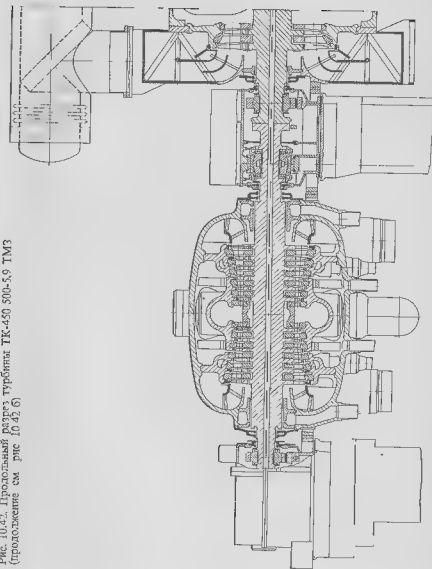


Рис. 10.42. Продольный разрез турбины ТК-450/500-5,9 ТМЗ (продолжение см. рис. 10.41, б)

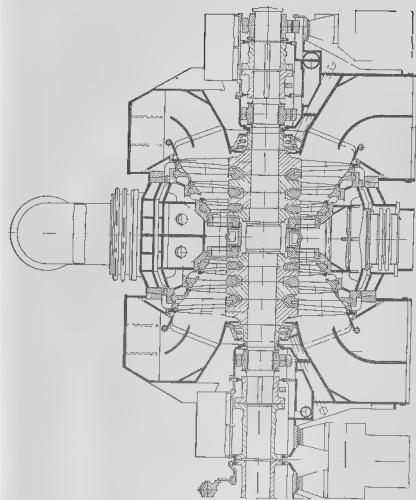
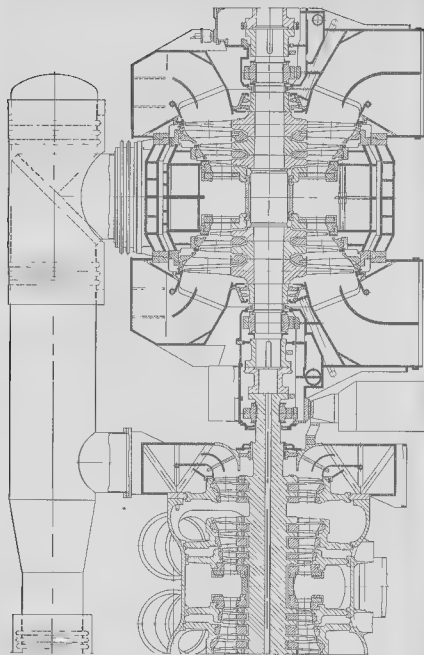


Рис. 10.42.6 Продольный газрез турбины ТК-450 500-5.9 ТМЗ (продолжение)

Проточные части ЦНД унифицированы с ЦНД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Последняя ступень выполнена с лопаткой длиной 940 мм и $\Omega = 7,1 \text{ м}^2$.

Подвод пара осуществляется через блоки стопорно-регулирующих клапанов, корпуса которых приварены к нижней половине ЦВД. Пар после ЦВД направляется на СПП и при необходимости на пиковый сетевой подогреватель, для чего на входе в ЦСД имеются поворотные диафрагмы. Как обычно в турбинах насыщенного пара, после СПП стопорные клапаны, выполненные в виде поворотных заслонок, закрывают подвод пара в следующую часть турбины при сбросе нагрузки.

Верхний регулируемый отбор производится после первых четырех ступеней ЦСД и регулируется поворотными диафрагмами ЦНД II. Нижний регулируемый отбор после ЦСД управляется поворотными диафрагмами ЦНД I [48].

10.5. ТУРБИНЫ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫЕ ДЛЯ РАБОТЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОЙ ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ

При переменной частоте вращения работают турбины, служащие для привода насосов, в том числе питательных насосов электростанций, компрессоров, эксгаустеров и т. п., а также транспортные, главным образом судовые турбины. Эти турбины изготавливаются Невским заводом им. Ленина (НЗЛ), Калужским турбинным заводом (КТЗ), Ленинградским (ныне - Санкт-Петербургским) Кировским заводом (ЛКЗ) и др.

Таблица 10.2 Основные характеристики турбин КТЗ для привода питательных

Наименование	Типоразмер	
	Р П 11-5/0,3 П	Р П 11-5/0,3 П
Номинальная мощность, МВт	10,90	11,18
Начальные параметры пара:		
давление, МПа	1,45	1,47
температура, °С	438	426
Пусковые параметры пара:		
давление, МПа	1,18	1,18
температура, °С	250	250
Конечное давление, кПа	270	240
Номинальная частота вращения, 1/с	83,2	83,2
Номинальный расход пара, кг/с	30,3	30,1
Приводимый питательный насос	ПН-1135-340	ПН-1135-340
Основная турбина энергоблока	К-300-23,5 ХТЗ	К-300-23,5 ЛМЗ
Количество турбоагрегатов энергоблока	1	1

Отличие в проектировании проточной части и парораспределения приводных турбин от турбин, связанных с электрическим генератором, заключается главным образом в учете переменного режима работы и особенностей обеспечения вибрационной надежности при n var. Судовые турбины, кроме того, имеют особенности регулирования мощности.

Турбины КТЗ используются на крупных энергетических турбинах для привода питательных насосов [30], их характеристики представлены в табл. 10.2.

Паровые турбины питаются паром из основной турбины энергоблока, поэтому начальные параметры, а для турбопривода с противодавлением и конечное давление зависят от нагрузки основного турбоагрегата; они могут по-разному меняться при работе агрегата с постоянным и скользящим давлением, а также при отключении регенеративных и включении тепловых отборов пара.

При низких нагрузках агрегата, примерно при 30% $N_{\text{э}}$, турбопривод переключается на питание от коллектора собственных нужд турбоустановки.

Турбина Р-11-5/0,3 КТЗ с противодавлением используется для турбоагрегатов К-300-23,5 ЛМЗ и ХТЗ и Т-250/300-23,5 ТМЗ с небольшими изменениями основных характеристик. Эта турбина, как и все остальные турбины КТЗ для привода питательных насосов, имеет дроссельное парораспределение. В зависимости от типа насоса частота вращения ротора турбопривода изменяется от 64 до 100 1/с и от 55 до 85,8 1/с. При $n = 55$ 1/с мощность турбины $A_0 = 11$ МВт.

насосов

турбины

К 1717 П	К 1715 П	К 1110 ОП	К 1210 ПА
1710	1715	1135	1160
1,65	1,44	1,01	0,97
445	432	377	348
1,18	1,18	1,18	1,18
250-440	250-440	250-440	187
6,86	6,86	4,76	5,9
77,7	77,8	76,7	58,3
20,2	20,6	14,8	19,2
ПН 1500-350	ПН 1500-350	ПН-950-350	ПН 3750-75
К 1200-23,5 ЛМЗ	К 800-23,5 ЛМЗ	К-500-23,5 ХТЗ	К-1000-5,9 ХТЗ
3	2	2	2

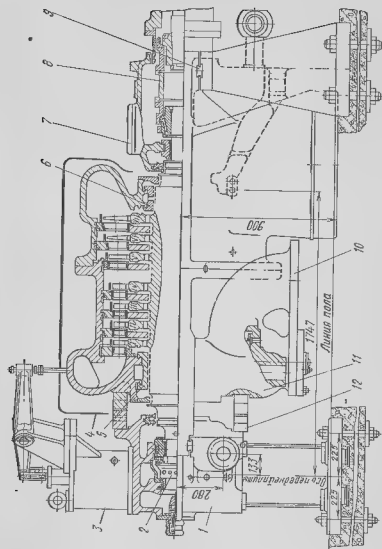


Рис 1.43 Турбина Р-1-1,5/0,3-11 КТЗ

1 — корпус переднего подшипника, 2 — маховик подшипника, 3 — датчик, 4 — корпус, 5 — среднее уплотнение, 6 — маховик, 7 — корпус заднего подшипника, 8 — маховик, 9 — фланец, 10 — корпус, 11 — корпус отбора пара из уплотнения, 12 — разъемная шпонка

Турбина (рис. 10.43) активно-го типа состоит из семи ступеней, из которых первые четыре выполнены с парциальным подводом пара. Цельнокованный ротор соединяется с пилотным насосом трубчатой муфтой. Сопловая коробка первой ступени и диафрагмы — стальные, сварные. Опорно-упорный подшипник объединен с масляным насосом, рабочее колесо которого одновременно служит гребнем упорного подшипника. Корпус турбины сварной — с вертикальным разъемом. В нижней половине корпуса с обеих сторон расположены два двухседельных регулирующих клапана. Нижние половины выходного патрубка и корпуса заднего подшипника выполнены заодно. Турбина опирается лапами выходного патрубка и гибкой опорой, находящейся под корпусом переднего подшипника, на фундаментные плиты.

Турбина К-17 КТЗ конденсационная, предназначена для привода питательных и предвключенных (бустерных) насосов турбин К-500-23,5 ХТЗ и ЛМЗ, К-800-23,5 и К-1200-23,5 ЛМЗ.

Турбины имеют дроссельное парораспределение с подачей свежего пара от стопорного клапана к двум односедельным регулирующим клапанам. Клапаны расположены в нижней половине по обе стороны турбины в клапанных коробках. Проточная часть турбины (рис. 10.44) состоит из восьми ступеней. Максимальная высота последней лопатки равна 350 мм, $d/l - 3,6$.

Цельнокованный ротор турбины имеет критическую частоту 70,8 1/с, что недопустимо при рабочем диапазоне частот вращения от 44,3 до 78,7 1/с. В связи с этим конструкция подшипников переднего установкой встроженных сильфонов, а заднего упругой подвеской позволяет снизить критическую частоту ниже $n_{кр}$, т. е. ротор становится гибким. С питательным насосом ротор соединен упругой дисковой муфтой.

Передний конец ротора через редуктор соединен с предвключенным насосом. Заодно с ротором турбины выполнено колесо насоса-регулятора, которое служит гребнем опорно-упорного подшипника. На крышке переднего подшипника установлен блок регулирования. Корпус турбины выполнен сварно-литым. Выходной патрубок присоединяется к корпусу с помощью вертикального разъема. В турбине предусмотрено вращательное устройство. Турбина монтируется на общем фундаменте с насосами. Корпус турбины опирается двумя лапами на корпус переднего подшипника, скользящего по шпиге, и двумя лапами выходного патрубка на фундаментные плиты. Фиксация турбины образуется пересечением вертикальной плоскости, радиально перемещающейся с помощью шпонки, с осью поперечных шпонок.

Характеристики турбонасосного агрегата меняются в зависимости от типа основной турбины и ее нагрузки. Для турбин К-17 и К-11 несколько изменены высоты лопаток.

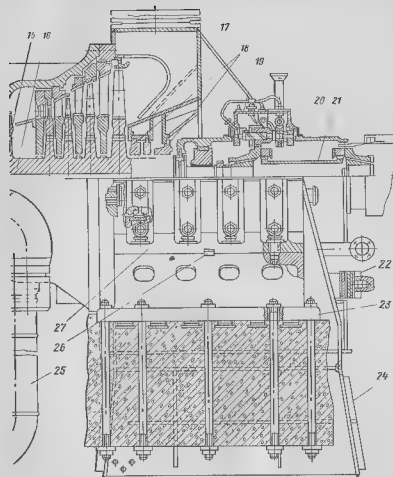
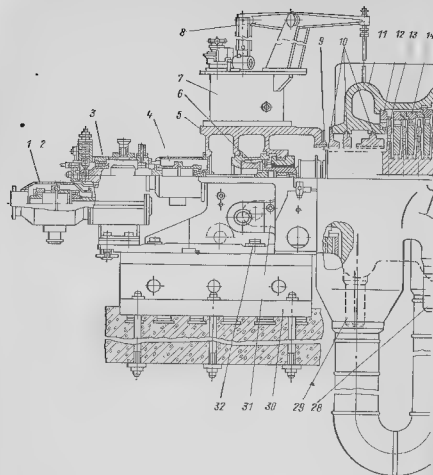


Рис. 10.44 Турбина К-17 ЛСР КТЗ

1 корпус передний муфты, 2 передняя муфта, 3 корпус электродвигателя, 4 муфта в системе вала, 5 корпус, передняя часть, 6 передняя часть, 7 электродвигатель, 8 передняя часть, 9 вал, 10 передняя часть, 11 корпус турбины, 12 соединительный вал первой ступени, 13 рабочие лопатки, 14 лопатки, 15 диск, 16 ротор, 17 предохранительный клапан, 18 часть электродвигателя, 19 вал, 20 корпус, 21 корпус, 22 корпус, 23 корпус, 24 корпус, 25 корпус, 26 корпус, 27 корпус, 28 корпус, 29 корпус, 30 корпус, 31 корпус, 32 корпус.

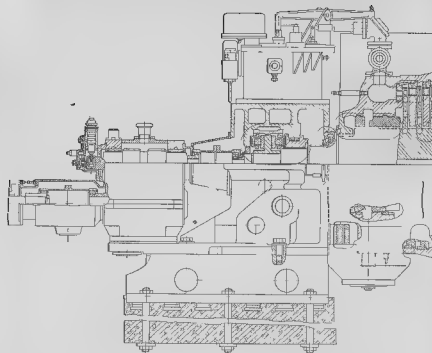


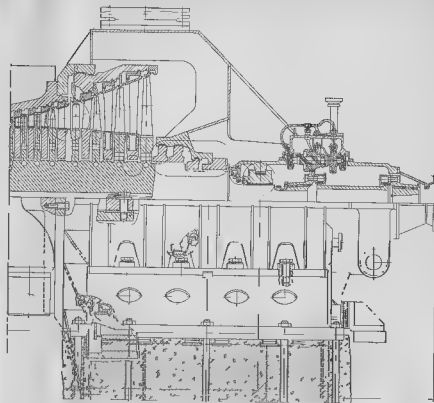
Рис 10.45 Турбина К-12-1,0ПА КТЗ

При малых нагрузках энергоблока турбопривод получает пар через БРОУ или из двух турбонасосных агрегатов включается один

Турбина К-12-1,0ПА КТЗ предназначена для привода питающего и промежуточного насосов, но для энергоблоков АЭС с реакторами ВВОР-1000

Низкие начальные параметры пара по требовали специальной сепарации влаги, осуществляемой в проточной части ступенно-сепаратором. Проточная часть турбины (рис. 10.45) состоит из десяти ступеней: первые пять с постоянными по высоте профилями, остальные с лопатками переменной по высоте профилям, с влагоулавливателем и защитой от эрозии. Ротор турбины дельнокованый жесткий, с разгрузочными отверстиями в дисках. Конструкция корпуса и опирания его аналогичны рассмотренной выше турбины К-17 КТЗ. При нагрузке основного турбоагрегата от $N_{\text{до}}$ до $0,3N_{\text{до}}$ мощность турбопривода изменяется от 11,6 до 3,0 МВт, а частота вращения от 58,3 до 44,1 1/с. При меньших нагрузках т. е. при уменьшении давления перед стопорным клапаном турбопривода до

392



0,29 МПа производится переключение его на липшо с $p = 1,18$ МПа

Капужский турбинный завод выпускает паровые турбины различного назначения мощностью от 300 до 25000 кВт, подробно см в [30] (в том числе турбины для геотермальных ТЭС).

Приводные турбины Невского завода им В. И. Ленина (НЗЛ) предназначены для предприятий черной металлургии и химической промышленности. Особенность их переменная частота вращения, определяемая приводной машиной. Если ранее НЗЛ и им отапливал в основном турбины конденсационного типа, то в настоящее время большая часть этих турбин выполняется для комбинированной выработки теплоты и электроэнергии.

Основные характеристики серийных турбин НЗЛ представлены в табл. 10.3, турбины одноступенчатые и рассчитаны на температуру охлаждающей воды $t_{\text{ох.в.}} = 25^\circ \text{C}$.

Турбина К-22-8,8 НЗЛ. На рис. 10.46 показан ее продольный разрез. Проточная часть турбины включает двухвечную

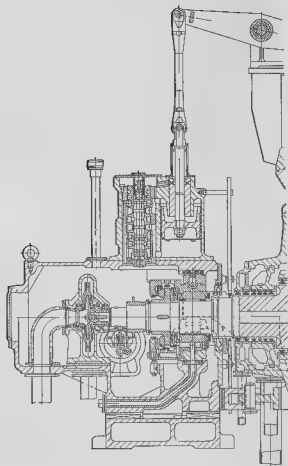
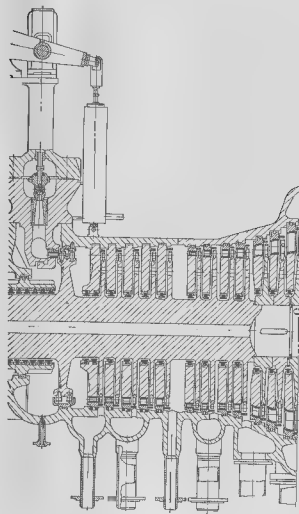


Рис. 10.46а. Продольный разрез турбины К-22-8 Б ЛЗЛ (продолжение см рис 10.46б)



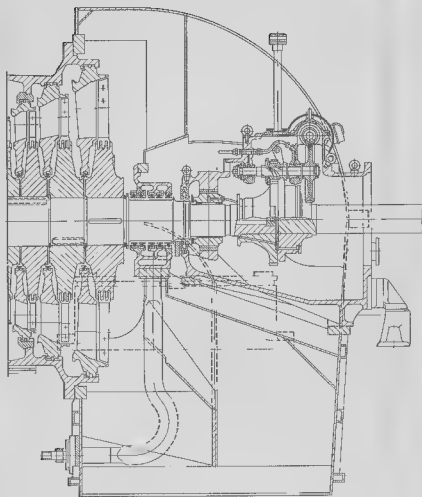


Рис. 10.466 Продольный разрез турбины К 22 8,8 НЗЛ (продолжение)

регулирующую ступень с $d=0,87$ м и $h_1=18$ мм. Несмотря на большой перепад регулирующей ступени, первые пять переступаемых ступеней выполнены с парциальным подводом пара. Всего в турбине 16 ступеней. Последняя ступень с $d=1,39$ м и $h_2=373$ мм, где с $d/h_2=3,63$. Ротор турбины цельнокованый (рис. 10.466) с последними шестью пазными дисками. Диафрагмы сварной конструкции, кроме трех последних чугуных с литыми сошловыми лопатками.

Подвод пара производится через автоматический стопорный клапан по двум испускным трубам. Паровая коробка выполнена совместно с сопловой коробкой из стального литья и приварена к верхней части корпуса турбины (рис. 10.466).

Таблица 10.3 Основные параметры серийных турбин НЗЛ

Наименование	Марка турбины				
	К 12 3,4 2	К 12 3,4 3	К 19 3,4 2	К 22-8,8 2	К 15-40-1
Мощность, МВт	12,3	11,3	19,0	20,5	15,0
Начальное давление, МПа	3,43	3,43	3,43	8,83	4,0
Начальная температура, °С	435	435	435	535	363
Частота вращения, 1/с	41,7 56,7	41,7 56,7	41,7 56,7	41,7 58,3	41,7 56,7
Конечное давление, кПа	5,90	5,66	6,03	5,7	9,31
Температура питательной воды, °С	160	160	160	220	

Таблица 10.4 Основные параметры новых турбин НЗЛ

Наименование	Марка турбины			
	П 10 3,4/0,8	П 16 3,4/0,8	П 18 3,4/0,8	П 23-8,8/1,8
Мощность, МВт	11,0	15,8	18,7	23,6
Начальное давление, МПа	3,43	3,43	3,43	8,83
Начальная температура, °С	435	435	435	535
Конечное давление, кПа	5,40	5,89	5,69	5,89
Давление отбора, МПа	0,78	0,78	0,78	0,98
Температура питательной воды, °С	160	160	160	160
Частота вращения, 1/с	65 90	65 91	76,7 93	76,7 93

внутри паровой коробки на поперечной траверсе свободно подвешено шесть регулирующих клапанов. Выходной патрубков в верхней части из чугуна литая, в нижней из стального литая, соединенного сваркой с конденсатором.

На НЗЛ спроектирована новая серия турбин с промышленным отбором пара, их основные параметры приведены в табл. 10.4.

Вопросы к десятой главе

1. Какие турбины и почему выполняются многоцилиндровыми? Какие взаимоположения цилиндров и направления потоков пара в них применяются в многоцилиндровых турбинах?

2. Каково наибольшее число цилиндров нашла применение в изготовленных турбинах? Чем ограничивается число цилиндров?

3. Что такое совмещенный ЦВД? Какие его достоинства и недостатки? В каких турбинах он используется?

4. Для чего применяется двухстенная конструкция корпусов турбин? Как организован подвод пара в ЦВД с сопловым и дроссельным перораспределением?

5. Какие турбины применяются для ТЭС и когда эти турбины имеют дроссельное перораспределение? Почему в турбинах для ТЭС всегда используется сопловое перораспределение? Как по продольному разрезу турбины определить тип перораспределения?

6. Какая цель системы опирания турбины и ее статорных узлов (корпусов и корпусов подшипников)? Какие при этом применяются шпонки и каково их назначение? Что такое фикс. пункт и в каких конструкциях и где он располагается? Приведите примеры турбин с несколькими фикс. пунктами.

7. Какие типы роторов применяются в турбинах? Какие достоинства и недостатки имеет каждый из этих типов? Приведите примеры турбины с теми или иными типами роторов.

8. Почему турбины К-1200-23.5 и К-1000-5.9 ЛМЗ обязательно должны иметь в ЦНД или сварно-кованый или цельнокованый без центрального отверстия ротор?

9. Какие элемент и места в узлах турбин обычно являются лимитирующими показатели маневренности? Какие конструктивные меры принимаются для улучшения этих показателей?

10. Какие виды подшипников используются в турбинах? Что такое сегментные опорные подшипники? Где и для чего они применяются? В каком месте обычно располагается упорный подшипник в многоцилиндровой турбине?

11. Какими отечественными турбостроительными заводами и какого назначения производятся стационарные паровые турбины?

12. Как меняется конструкция унифицированной турбины при одних и тех же G_p , P_p , P_n в зависимости от расчетного давления в конденсаторе?

13. Какие преимущества использования турбопривода питательного насоса? Как меняется давление на входе в этот турбопривод в зависимости от нагрузки основного турбоагрегата? Почему в установках большой мощности применяется конденсационный турбопривод? Какие он имеет

преимущества? Какие трудности разработки такого турбопривода большой мощности?

14. Почему в турбине К-500-23.5 ЛМЗ больше ступеней в ЦСД, чем в турбине К-800-23.5?

15. Каковы цели модернизаций турбин? Приведите примеры модернизаций.

16. Как правило турбины, разрабатываемые на одном заводе имеют широкую межтурбинную унификацию. Для чего она нужна? Приведите примеры.

17. Для чего в ряде турбин последних модификаций подвод пара к ЦНД осуществляется в нижней половине?

18. В чем уникальность турбины К-1200-23.5 ЛМЗ? Как в этой турбине производится изменение нагрузки?

19. Какие особенности турбины и турбоустановки К-450-12.8 ЛМЗ для ПГУ-800?

20. В чем принципиальное различие конструкций турбин К-500-23.5 разработки ХТЗ и ЛМЗ?

21. Какие особенности турбин насыщенного пара? Почему в мощных турбинах насыщенного пара в ЛВД применяется двухсторонняя проточная часть? Почему многие турбины АЭС выполняются тихоходными?

22. Турбины ХТЗ изготовлены на частоту вращения 50 1/с мощностью 500 МВт для ТЭС и АЭС. Как по внешнему виду различаются эти турбины?

23. Какие разработаны модификации отечественных турбоагрегатов для АЭС мощностью 1 млн. кВт? Чем они различаются?

24. Почему турбина КТ-10/0-5.9 ХТЗ при той же расчетной температуре охлаждающей воды, что и для турбины К-1115-5.9-2, имеет не три, а два ЦНД?

25. Для чего предназначена турбина К-800-12.8 ЛМЗ? Почему в ее турбоустановке применен СЦП?

26. На каких отечественных заводах изготавливаются мощные теплофикационные турбины? Какие турбины для ТЭЦ и почему имеют промежуточный переток пара?

27. Какие регулирующие органы в паровом тракте используются в турбинах типа Т, П и ПП? Что такое переключаемый отсек в проточной части турбин типа П?

28. Каковы особенности турбин для привода питательных насосов? Как в этих турбинах регулируется нагрузка? Какая особенность турбины для привода питательного насоса крупных турбоагрегатов АЭС?

Приложение 1. Термодинамические свойства водяного пара

При тепловых расчетах паротурбинных установок, собственно паровых турбин и их элементов необходимо знать параметры пара. Определять эти параметры можно и это наиболее надежно - с помощью I, s -диаграммы. Однако в ряде случаев расчеты с помощью h, s -диаграммы, особенно если пользоваться наиболее распространенными диаграммами, построенными в масштабе $4 \text{ кДж/кг} \approx 1 \text{ мм}$ и $0,01 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \approx 1 \text{ мм}$ [39], недостаточно точны.

Использование ЭВМ для расчетов потребовало разработки аналитических зависимостей для свойств и параметров водяного пара. Широко используются аналитические зависимости, приведенные в [39]. В то же время для многих инженерных, а тем более для учебных расчетов точность этих зависимостей высока, а сами зависимости довольно сложны и не всегда удобны для решения задач применительно к паровым турбинам.

В связи с этим ниже приводятся относительно простые зависимости для параметров водяного пара [84] на основе которых решена большая часть задач.

Исходные формулы. Все расчеты ведутся по изотропам, т. е. при заданных параметрах состояния p, h определяется изотропа, к которой принадлежит точка процесса p, h . Изотропы характеризуются точкой пересечения ее с линией насыщения. На линии насыщения все параметры имеют индекс s (рис. П.1). Параметры на линии насыщения характеризуются давлением p_s , энтальпией h_s , удельным объемом v_s , а также вспомогательными безразмерными коэффициентами a_s, b_s .

В приведенных ниже формулах и подпрограммах приняты следующие единицы физических величин:

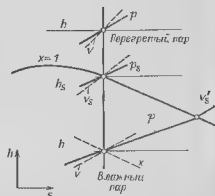


Рис. П.1 К программам для термодинамических свойств водяного пара

чип¹: давление p , МПа; энтальпия h , кДж/кг; удельный объем v , м³/кг; сухость x безразмерна.

Параметры на линии насыщения

$$t_s = 2675,7 (10 p_s)^{0,7} \quad (1)$$

$$v_s = 1,6946 (10 p_s)^{0,8} \quad (2)$$

$$m = 0,93561 - 5148 \cdot 10^{-6} p_s - 13 \cdot 10^{-6} p_s^2 \quad (3)$$

Если $p_s \geq 0,4953$, то

$$n = (174,924 - 13,182 p_s) 10^{-7} \quad (4)$$

Если $p_s < 0,4953$, то

$$n = n + [0,625 \ln(10 p_s) - 1] \cdot 10^{-3} \quad (4)$$

Для состояния пара выше линии насыщения основной переменной является отношение давлений $\varepsilon_s = p/p_s$. Для перегретого пара $\varepsilon_s = p/p_s$, для влажного пара $\varepsilon_s = p/p_{\text{wet}}$, для $\varepsilon_s > 1$.

Энтальпия

$$h = h_s \varepsilon_s^{0,36} h_s \quad (5)$$

Удельный объем

$$v = \frac{h_s}{1003 p} (a_s + b_s \ln \varepsilon_s) \quad (6)$$

Значит коэффициенты

$$a_s = 1000 p_s v_s / h_s = 0,63333 p_s (10 p_s)^{0,8} \quad (7)$$

Коэффициент b_s

для перегретого пара, т. е. при $\varepsilon_s > 1$,

$$b_s = [12 - 0,01012 \ln^2(10 p_s) - 0,04563 \ln^2(10 p_s) - 0,01795 \ln(10 p)] \cdot 10^{-3} \quad (8)$$

для влажного пара при $p_s > 2,069$

$$b_s^* = (376 - 975 \cdot 10^{-2} p_s + 175 \cdot 10^{-3} p_s^2) \cdot 10^{-4} \quad (8a)$$

при $p_s < 2,069$

$$b_s^* = b_s [0,73 - 0,2433 \ln(10 p)] \cdot 10 \quad (8b)$$

Сухость пара (только для влажного пара, т. е. при $\varepsilon_s < 1$)

$$x = (1 - 0,001) / (n - 0,001) \quad (9)$$

¹ В связи с тем что в I, s -диаграммах и многих книгах давление пара дается в барах то исходные формулы можно составить для давления в барах. Поэтому в приведенных ниже подпрограммах для универсальности использования коэффициенты и переменные в давлении дается как $10 p$ (перевод в мегапаскали), см. также ниже формулы (1), (2) и др.

Если $\lambda > 1$, то пар перегретый

Здесь λ определяется по формуле (6) а t_x по формуле (2), куда подставляются по давлению насыщения p_s из основной изотермы а давление p см. рис. П) Формула (9) для $\lambda < 0,85$ дает заметную погрешность.

Подпрограммы. Подпрограммы представлены на «Фортране», однако они могут быть легко переработаны для ЭВМ любого типа, включая микрокалькуляторы с программированием. Индикаторы

p	b	t	p_s	λ	p_s	t_s	a_s	b_s
P	H	T	PS	X	FS	VS	AS	BS

Подпрограмма HAS По заданным параметрам p и h находится изотерма, определяемая через p_s, a_s, b_s . Если $h_s < h$, то исходное состояние принадлежит перегретому пару, если $h_s > h$, то в жидком.

Поскольку для определения изотермы по формулам (5), (7) и (8) необходима итерация, то задается точность для определения давления p_s , принятая в приведенных подпрограммах равной 0,1%.

```

001 SUBROUTINE HAS(P,H,PS,HS,US,AS,BS)
002 IF (P-3.)21,10,10
003 10 PS=3.
004 GO TO 22
005 21 PS=P
006 22 A2=-0.93561-(5148.*PS+13./PS)/10.**6
007 US=1.6946*(10.*PS)**A2
008 T=(0.625*ALOG(10.*PS)-1.)/1000.
009 IF (T)12,12,11
010 11 T=0.
011 12 A1=(174924.-13182.*PS)/10.**7+T
012 HS=2675.7*(10.*PS)**A1
013 AS=1000.*PS*US/HS
014 Y=ALOG(P/PS)
015 A3=1698.-2433.*ALOG(PS)
016 IF (A3)13,13,14
017 13 A3=0.
018 14 IF (Y)16,16,15
019 16 BS=(37600.-975.*PS-512.5*PS**2-A3)/10.**7
020 GO TO 17
021 15 AL=ALOG(10.*PS)
022 B1=0.0102*AL+0.04563
023 B2=B1*AL+0.01795
024 BS=(12.-B2*AL)/1000.
025 17 A4=1./ (AS+BS*Y/2.)
026 PS1=P*(HS/H)**A4
027 B=ABS(1.-PS/PS1)
028 IF (B-0.0001)23,24,24
029 24 PS=PS1
030 GO TO 22
031 23 PS=PS1
032 RETURN
033 END

```

В подпрограмме TPRM1 по заданной изотерме для которой по HAS определены p_s, b_s, a_s, h_s по любому заданному парному давлению p определяются энтальпия h , удельный объем v , произведение $p \cdot v$ и давление пара p_s и λ .

```

001 SUBROUTINE TERM1(P,H,V,X,PS,HS,AS,BS)
002 Y=ALOG(P/PS)
003 V=H*(AS+BS*Y)/(1000.*P)
004 IF (H-HS)26,26,25
005 25 X=1.
006 GO TO 27
007 26 A21=-0.93561-(5148.*P+13./P)/10.**6
008 X=(V-0.001)/(1.6946*(10.*P)**A21-0.001)
009 P=P*V
010 RETURN
011 END

```

В подпрограмме TPRM2 по заданной изотерме производится определение параметров пара по исходному значению энтальпии $h(H)$ в точке l , т.е. определяются $p(P_l)$, $v(V_l)$, $p \cdot v(P_l \cdot v_l)$ и $\lambda(X_l)$.

```

001 SUBROUTINE TERM2(H1,P1,V1,PV1,X1,PS,HS,AS,BS)
002 B1=ALOG(H1/HS)
003 B2=AS
004 B3=BS/2.
005 YA=(-B2+SQR(B2**2-4.*B3*(-B1)))/(2.*B3)
006 E=H1-HS
007 P1=PS*EXP(YA)
008 V1=H1*(AS+BS*ALOG(P1/PS))/(1000.*P1)
009 IF (E)34,35,33
010 33 X1=1.
011 GO TO 35
012 34 A23=-0.93561-(5148.*P1+13./P1)/10.**6
013 X1=(V1-0.001)/(1.6946*(10.*P1)**A23-0.001)
014 35 PV1=P1*V1
015 RETURN
016 END

```

Подпрограмма TPRM3 аналогична программе TPRM2, но исходным для точки l является давление $p(P_l)$.

При необходимости используется комбинация из указанных подпрограмм. Например, используя HAS и TPRM3, определяется сразу расположенный теплотверд h_0-h_1 , т.е. разность H/H_1 и g .

```

001 SUBROUTINE TERM3(P1,H1,V1,PV1,X1,PS,HS,AS,BS)
002 AL=ALOG(P1/PS)
003 H1=HS*(P1/PS)**(AS+BS*AL/2.)
004 V1=H1*(AS+BS*AL)/(1000.*P1)
005 A23=-0.93561-(5148.*P1+13./P1)/10.**6
006 X1=(V1-0.001)/(1.6946*(10.*P1)**A23-0.001)
007 PV1=P1*V1
008 RETURN
009 END

```

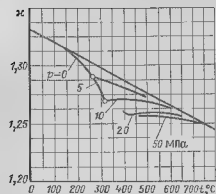



Рис. П.2. Показатель изотропии для перегретого водяного пара

Показатель изотропии. Для перегретого водяного пара в большинстве расчетов паровых турбин достаточную точность дает использование показателя изотропии $k = 1,30$. Однако в некоторых более детальных расчетах, например при оценке моле протекания процессом, требуется использование более точного значения показателя $k = f(p, t)$. В этом случае можно воспользоваться рис. П.2, где в диапазоне параметров перегретого пара $p = 0 \sim 50$ МПа и $t = 50 \sim 700$ °С показатель изотропии меняется с $k = 1,25$ до $k = 1,325$.

Для влажного пара при расчете элементов турбины близкими значениям (например, в первой ступени ЦВД турбин насыщающегося пара, в ступенях ЦНД, процессе расширения в которых пересекат линию насыщения и конденсации пара не успевают полностью завершиться) следует принимать значение $k = 1,30$. Для последующих ступеней при параметрах ниже линии Вильсона, т.е. при $x < 0,965 \sim 0,980$ для инженерных и учебных расчетов можно пользоваться формулой

$$k = 1,35 \pm 0,1x$$

Кинематическая вязкость ν принимается по таблицам [39]. Для многих расчетов можно брать величину ν по рис. П.3.

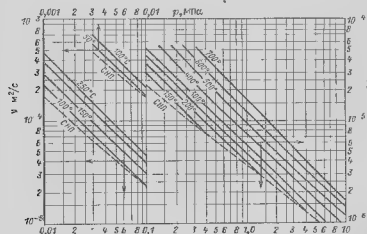


Рис. П.3. Кинематическая вязкость водяного пара

Приложение 2

Таблица П.1 Газодинамические функции

Параметр		τ	φ
$\varepsilon = p/p_0$	ε	$\tau^{1/k}$	$\varphi^{1/k}$
$\tau = T/T_0$	$\varepsilon^{1/k}$	τ	$\varphi^{1/k}$
$\varphi = p/p_0$	$\varepsilon^{1/k}$	$\tau^{1/k}$	φ
$M = c/a_0$	$\sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\varepsilon^{1/k} - 1 \right)}$	$\sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\tau - 1 \right)}$	$\sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\varphi^{1/k} - 1 \right)}$
$\lambda = c/a$	$\sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \varepsilon^{1/k} \right)}$	$\sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \tau \right)}$	$\sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \varphi^{1/k} \right)}$
$q = \frac{c_1}{c_2} \frac{t_1}{t_2}$	$\sqrt{A \left(\varepsilon^{2/k} - \varepsilon^{1/k} \right)}$	$\sqrt{A \left(\tau^{2/k} - \tau^{1/k} \right)}$	$\sqrt{A \left(\varphi^{2/k} - \varphi^{1/k} \right)}$

$$m = \frac{1}{\sqrt{k-1}}, \quad X = \sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/k} \varepsilon} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/k} A = \frac{2 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/k}}{k-1}$$

Параметр	M	λ
$\varepsilon \cdot p/p_0$	$\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\kappa}}$	$\left(1 + \frac{\kappa-1}{\gamma+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{\gamma}}$
$\tau \cdot T/T_0$	$1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2$	$1 + \frac{\kappa-1}{\gamma+1} \lambda^2$
$\varphi \cdot t/t_0$	$\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}$	$\left(1 + \frac{\kappa-1}{\gamma+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}$
M c_t/a_t	M	$\frac{\lambda}{\sqrt{1 + \frac{\kappa-1}{2} (1 - \lambda^2)}}$
$\lambda = c_t/a_t$	$M \sqrt{\frac{\kappa+1}{2 + (\kappa-1)M^2}}$	λ
$q \cdot \frac{c_{t1} t_1}{c_{t2} t_2}$	$M \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{\kappa-1}{2(\kappa+1)}} \times \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2\right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa+1)}}$	$\lambda \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \times \left(1 + \frac{\kappa-1}{\gamma+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}$
$m \sim \frac{\kappa-1}{\kappa} \cdot \chi \cdot \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1+\kappa}{\kappa-1}} \cdot \kappa_1} \cdot \varepsilon_1 \cdot \left(\frac{2}{\gamma-1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \cdot A \cdot \frac{2 \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa+1)}}}{\kappa-1}$		

Приложение 3 Характеристики некоторых профилей МЭИ представлены в табл. П.2, а сами профили и каналы ряда турбинных решеток на рис. П.4

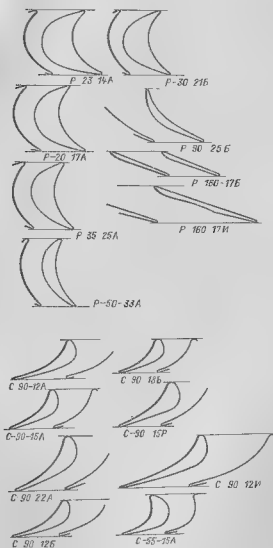


Рис П.4 Некоторые профили турбинных решеток разработки МЭИ

Таблица П 2 Характеристики профилей МЭИ

Объёмные профили	σ_1 β_1 град	σ_2 β_2 град	$L_{\text{ср}}$	$M_{\text{ср}}^1$	$M_{\text{ср}}^2$	$L_{\text{ср}}$	$L_{\text{ср}}^2$	$J_{\text{ср}}$ с/м ⁴	$\Pi_{\text{ср}}$ с/м ⁴
С 90-09А	8 11	70 120	0,72 0,85	Д0 0,90		6,06	3,45	0,416	0,471
С 90-12А	10 14	70 120	0,72 0,87	Д0 0,85		6,25	4,07	0,591	0,575
С 90-15А	13 17	70 120	0,70 0,85	Д0 0,85		5 15	3 3	0 36	0,45
С 90-18А	16 20	70 120	0,70 0,85	Д0 0,85		4,71	2,72	0,243	0 33
С 90-22А	20 24	70 120	0,70 0,85	Д0 0,90		4 5	2 35	0 167	0 305
С 90-27А	24 30	70 120	0,65 0,75	Д0 0,90		4 5	2,03	0 116	0 195
С 90-33А	30 36	70 120	0,67 0,75	Д0 0,90		4 5	1,84	0,096	0 163
С 90-38А	35 42	70 120	0,66 0,73	Д0 0,90		4 5	1 75	0 081	0 141
С 55-15А	12 18	45 75	0 72 0,87	Д0 0,90		4 5	4 41	1 195	0 912
С 55-20А	17 23	45 75	0 70 0,85	Д0 0,90		4 15	2 15	0 273	0 275
С 45-25А	21 28	35 65	0 66 0 75	Д0 0,90		4 58	3 30	0 703	0 536
С 60-30А	27 34	45 85	0 57 0 70	Д0 0,90		3 46	1 49	0 118	0 154
С 65-30А	17 23	45 85	0 60 0 70	Д0 0,90		4 5	2 26	0 338	0 348
С 70-25А	22 28	55 90	0 50 0 67	Д0 0,90		4 5	1 89	0 242	0 235
С 90-12Б	10 14	70 120	0 72 0,87	0 85 1 15	5 66	3 31	0 388	0 410	0 413
С 90-15Б	13 17	70 120	0 70 0,85	0 85 1 15	5 7	3 21	0 276	0 312	0 322
С 90-12Р	16 20	70 120	0 58 0 68	1 4 18	4 6	2 36	0 757	0 322	0 258
С 90-15Р	13 17	70 120	0 55 0 65	1 4 17	4 2	2 60	0 153	0 258	
Р 33-15А	17 16	20 30	0 66 0 75	Д0 0,50	2 35	2 44	0 43	0 09	
Р 26-17А	15 19	23 35	0 60 0 70	Д0 0,90	2 57	2 07	0 205	0 225	
Р 30-21А	19 24	25 40	0 58 0 68	Д0 0,50	2 56	1 85	0 205	0 234	
Р 35-25А	22 28	30 40	0 55 0 65	Д0 0,85	2 54	1 67	0 131	0 168	
Р 40-25А	25 31	41 60	0 45 0 58	Д0 0,85	2 56	1 22	0 071	0 112	
Р 44-30А	30 36	47 60	0 43 0 55	Д0 0,55	2 56	1 02	0 046	0 079	
Р 66-36А	15 47	55 75	0 41 0 53	Д0 0,85	2 61	0 76	0 018	0 035	
Р 23-14А	17 16	20 30	0 60 0 70	Д0 0,50	2 59	2 35	0 387	0 331	
Р 26-17АБ	13 17	23 45	0 60 0 75	Д0 0,90	2 57	1 81	0 152	0 165	
Р 27-17Б	15 19	23 45	0 57 0 65	0 8 1 15	2 54	2 46	0 296	0 296	
Р 27-17Б	15 19	23 45	0 57 0 68	0 85 1 15	2 54	1 79	0 216	0 216	
Р 30-21Б	16 24	25 40	0 55 0 65	0 85 1 16	2 61	1 11	0 073	0 101	
Р 35-25Б	22 28	30 40	0 55 0 65	0 85 1 10	2 52	1 51	0 126	0 159	
Р 21-16Р	16 20	19 24	0 60 0 70	1 3 16	2 0	1 16	0 118	0 142	
Р 25-20Р	20 24	23 27	0 54 0 67	1 35 1 6	2 0	0 99	0 04	0 160	

$$W_{\text{ср}}' = \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_2}\right)^5 W_{\text{ср}}$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Аркадьев Б. А. Режимы работы турбоустановок ЛЭС М. Энергоатомиздат, 1986.
- 2 Бессонов Е. И., Иоффе Л. С. Теплофикационные паровые турбины. 2-е изд. М. Энергоатомиздат, 1986.
- 3 Турбоустановка К1 1070-60/1500/М А. Виченцо, В. А. Матвеевко Б. А. Аркадьев и др. // Энергомашиностроение 1986, № 8.
- 4 Волков О. Д., Нежесов Ю. Н., Лисицкий Ф. А. Теплофикационные паровые турбины Ленинградского металлического завода // Теплоэнергетика 1984, № 12.
- 5 Нежесов Ю. Н., Муранко Ю. С., Цветков А. М. Паровая турбина К 450-130 для ПГУ-600 // Теплоэнергетика, 1987, № 8.
- 6 Вульман Ф. А., Корини А. В., Кривошей М. Э. Математическое моделирование тепловых схем М. Машиностроение, 1985.
- 7 Гиссин В. Н. Численное решение прямой задачи расчета среднего температурного потока в турбинной ступени // Теплоэнергетика 1987, № 11.
- 8 Турбины паровые стационарные для привода турбокомпрессоров. Типы и основные параметры ГОСТ 3618-82 М. Изд-во стандартов, 1982.
- 9 Турбины паровые стационарные для атомных и тепловых электростанций. Общие технические требования. ГОСТ 24277-85, ГОСТ 24278-85 М. Изд-во стандартов, 1985.
- 10 Турбины паровые стационарные для привода компрессоров и насосов. Типы, основные параметры и общие технические требования. ГОСТ 20689-80 М. Изд-во стандартов, 1980.
- 11 Система показателей качества продукции. Турбины паровые стационарные. Номенклатура показателей. ГОСТ 4424-86 М. Изд-во стандартов, 1986.
- 12 Дайн М. Е., Зарипкин А. Е. Избранные задачи М. Энергоатомиздат, 1983.
- 12а Дайн М. Е., Громовский В. М. Исследования и расчеты ступеней осевых турбин М. Машиностроение, 1964.
- 13 Дайн М. Е., Филинов Г. А. Двухфазные течения в элементах теплоэнергетического оборудования М. Энергоатомиздат 1987.
- 14 Дайн М. Е., Филинов Г. А., Лазарев Л. Я. Атлас профилей решеток осевых турбин М. Машиностроение, 1965.
- 14а Коклюк А. Т., Куманов А. И., Грузин А. Д. Сборник задач по динамике и прочности турбомашин М. Машиностроение, 1990.
- 15 Драга И. Паровая турбина 1000 МВт для атомной электростанции // Шелда Ревю 1987, № 1.
- 16 Зарипкин А. Е. Совершенствование регулируемых камер паровых турбин // Теплоэнергетика 1986, № 11.

17. Иванов В. А. Регулирование энергоблоков. Л. Машиностроение, 1982.
18. Иванов В. А. Регулирование мощных паротурбинных установок 2-е изд. Л. Энергостроиздат, 1986.
19. Киндес А. А., Корнеев М. И. Парогазовые установки. Л. Машиностроение, 1974.
20. Кырлязов И. И., Иванов В. А., Кырлязов А. И. Паровые турбины и паротурбинные установки. Л. Машиностроение, 1978.
21. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин. М. Машиностроение, 1982.
22. Костюк А. Г., Тропицкий Б. М., Трухиль А. Д. О структуре энергетических мощностей в европейской части СССР и пути решения проблемы безопасности. // Теплоэнергетика, 1986. № 6.
23. Косик Ю. Ф. Развитие атомного турбостроения в ПО «Турбоатом». // Теплоэнергетика, 1987. № 8.
24. Косик Ю. Ф., Галицкий В. П., Палей В. А. Эксплуатация турбин АЭС. М. Энергостроиздат, 1983.
25. Липинский К. Л. Многокритериальная оптимизация проточных частей осевых тепловых турбин. // Теплоэнергетика, 1986. № 1.
26. Левин А. В., Борщевский К. Н., Ковсон Е. Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. М. Машиностроение, 1981.
27. Маргулов Г. Х., Подушко Л. А. Атомные электрические станции. М. Энергостроиздат, 1982.
28. Образование агрессивных сред на дисках турбинных ступеней. О. И. Мартынова, О. А. Поваров, В. Е. Золотарева, Б. В. Богомолов. // Теплоэнергетика, 1986. № 11.
29. Поваров О. А., Томаров Г. В. Эрозия и коррозионный износ металла паровых турбин. // Теплоэнергетика, 1985. № 9.
30. Паровые турбины малой мощности КТЗ/В. И. Курдюкин, Н. М. Тараненко, Е. П. Огурцов и др. М. Энергостроиздат, 1987.
31. Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ/Под ред. Ю. Ф. Косика. М. Энергостроиздат, 1982.
32. Паровая турбина К-500-240 ХТГЗ/Под ред. В. Н. Саввина. М. Энергостроиздат, 1984.
33. Паровые и газовые турбины/Под ред. А. Г. Костюка и В. В. Фролова. М. Энергостроиздат, 1985.
34. Паровые и газовые турбины. Сборник задач/Б. М. Тропицкий, Г. С. Самойлович, В. В. Нитусов, А. И. Зинин. М. Энергостроиздат, 1987.
35. Паровые турбины сверхкритического давления ЛМЗ/Под ред. А. П. Огурцова и В. К. Рожкова. М. Энергостроиздат, 1991.
36. Паротурбинные установки атомных электростанций/Под ред. Ю. Ф. Косика. М. Энергия, 1978.
37. Паротурбинные энергетические установки. Отраслевой каталог. М. НИИЭИ Информэнерго, 1988.
38. Плоткин Е. Р., Лейзерович А. Ш. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. М. Энергия, 1980.
39. Ринков С. А., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара/Справочник. М. Энергостроиздат, 1984.
40. Рывкин В. Я. Тепловые электрические станции. М. Энергостроиздат, 1987.
41. Рывкин В. К. Паровая турбина мощностью 800 МВт. // Теплоэнергетика, 1986. № 9.
42. Рывкин В. К. Одноцилиндрная быстроходная паровая турбина К-1200-240 ЛМЗ. // Теплоэнергетика, 1985. № 8.
43. Самойлович Г. С. Гидродинамика. М. Машиностроение, 1990.
44. Самойлович Г. С., Нитусов В. В. Сборник задач по гидромеханике. М. Машиностроение, 1986.
45. Самойлович Г. С., Тропицкий Б. М. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. М. Энергостроиздат, 1982.
46. Тропицкий Б. М. Турбины для атомных электростанций. 2-е изд. М. Энергия, 1978.
47. Тропицкий Б. М., Майорский Е. В. Профилирование решеток для ступеней низкого давления мощных паровых турбин. // Теплоэнергетика, 1986. № 12.
48. Тропицкий Б. М., Филиппов Г. А., Булан А. Е. Паровые и газовые турбины атомных электростанций. М. Энергостроиздат, 1985.
49. Трухиль А. Д. Стационарные паровые турбины. М. Энергостроиздат, 1990.
- 49а. Установки турбинные паровые стационарные для привода электрических генераторов ГЭС. Общие технические требования ГОСТ 24278-89. М. Издательский стандарт, 1989.
50. Филиппов Г. А., Поваров О. А. Соприятие влаги в турбинах АЭС. М. Энергия, 1980.
51. Фаддеев И. П. Эрозия влажнотурбинных турбин. Л. Машиностроение, 1974.
52. Чернышев Н. С. Выбор параметров пара для ПГУ с котлом-утилизатором. // Теплоэнергетика, 1986. № 3.
53. Щеглаев А. В. Паровые турбины. 5-е изд. М. Энергия, 1976.
54. Nagayasu I. Turbine Performance Improvement by Full 3-D Design Blades // Mitsubishi Juko Gmco, 1989. № 1.
55. Gloger M., Jansen M., Neumann K. Zur Auslegung von ND-Beschleunigungen für Dampf-turbinen // VGB Kraftwerkstechnik, 1989. H. 8.
56. Пространственное профилирование сопловой решетки последней ступени малой паровой турбины/Ф. И. Борисов, В. И. Веревский, М. Я. Иванов и др. // Теплоэнергетика, 1991. № 8.
57. Пивуга И. И., Пеженцев Ю. Н., Тропицкий Б. М. Разработка для мощных паровых турбин ЦНД повышенной пропускной способности. // Теплоэнергетика, 1990. № 5.
58. Тропицкий Б. М. Энергетические паровые турбины. // Теплоэнергетика, 1991. № 11.
59. Пути совершенствования турбоустановок АЭС/М. А. Вирченко, Ю. Ф. Косик, Е. В. Левченко и др. // Теплоэнергетика, 1991. № 11.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

-48

- А**
Аппроксимация 151
- Б**
Безопасность 173
Безопасность конденсаторов 405
- В**
Водопроток 77, 107, 112
Водяной пар 393
Вспомогательный насос конденсатора 308
Выбор расчетных режимов теплофикационного турбина 278
Вязкость кинематическая водяного пара 452
- Г**
Газодинамические функции 453
- Д**
Двухфазный агрегат 109
Динамический режим турбин ПП-60-12,8/1,3 292
— Т 110/120-12,8-1 392
— Т 185/220-12,8-2 ТМЗ 306
Динамика режимов турбин с двумя регулирующими отборами пара 398
— двухступенчатый отбором пара 306
— одним регулируемым отбором пара 270, 292
— теплофикационным отбором пара регулируемого давления 318
Динамика пиковых 424
- И**
Изотермическая эффективность 452
- К**
Конденсация паров 68
Комбинированное регулирование нагрузки турбины 241
Конус расхода для группы ступеней 301
Коэффициент расхода 147
КПД
— относительный турбулентности 167
— ступеней 95, 171
— механический 175
— электрического генератора 98
Критерии переключения режимов 150
- Л**
Ленточный насос 78
- М**
Математическое моделирование процессов 83
- Модернизация ЧНД турбины ДМЗ 359**
Мощность конденсационных установок 430
переходная 338
- Н**
Напряжения 69, 86
в зонах регулирования ступеней 221
Нерегулируемая зона 275
Нерегулируемые ступени 64
- О**
Обратное течение 192
Объемный приток пара 151, 186, 393
Оптимизация турбины 187
Оптимизация 188, 189, 197
Основное условие при асинхронном режиме 243
Отношение давления отработавшего пара 254
— начального давления пара 246
— начальной скорости пара 253
— температуры перегрева 252
— сухого пара 250
Отношение скоростей 151, 169, 167, 175
Отрыв потока 198
- П**
Парораспределение дроссельное 209
— обводное 22, 225, 245
— с внутренним обводом 228
— сальниковое 216
Переключающий отсек 421
Кодификация энергии 338
Потери давления 98
— механические 97
Предельная мощность 66
Профили турбинных решеток МЭМ 450
- Р**
Распределительный диск 40
Расход пара 166
Резерв от котельного состояния 180
Реактивные ступени 142
— отрицательные 154
Регулятор давления 268
Рейтинговое число 151, 170
Ремонтоспособность 340
Ротор турбины 331
Ротор турбины, вибрация 337
— низкочастотная 337
- С**
Соблюдение условий 195
Секция расхода 147, 98
Сжимаемое вещество 306, 374
— турбина сжимаемого пара 241
Стороны — Флоренца формулы 203

Ступень Бузуны 72, 278

— реактивная 91, 174

— регулирующая 99, 217

Г

- Температура расширения турбины 328
Температура ступеней 159
— расширения 79
Температура обратной воды 279
— прямой воды 280
Термодинамические свойства водяного пара 448
Титановый сплав 76
Турбина паровая конденсационная для АЭС с БНР К-800-12,8 ДМЗ 413
— для ПТУ К-450-12,8 ДМЗ 477
Турбина паровая конденсационная К-210-12,8 ДМЗ 344
— модификация 348
— К-800-23,5-3 ДМЗ 353
— К-500-23,5-4 ДМЗ 360
— К-800-23,5 ДМЗ 365
— К-1200-71,5 ДМЗ 369
— К-800-21,5 ХТЗ 383
— К-310-33,5 ХТЗ 385
— К-500-23,5 ХТЗ 388
— низкого давления К-220-44 ХТЗ 396
— К-220-44,5 ХТЗ 397
— К-500-64 ХТЗ 401
— К-750-64 ХТЗ 402
— К-1000-59,1 ХТЗ 409
— К-1155-59,2 ХТЗ 407
— К-1000-59 ДМЗ 410
— для турбины К-12-1,0 ПД КТЗ 440
Турбина паровая конденсационная теплофикационная КТ 1070-5,9 ХТЗ 408
— низкого давления 392
— конденсационно-теплофикационная 314
с двумя регулирующими отборами пара 301
— с одним регулируемым отбором пара 268
— отбором пара регулируемого давления 309
— пара в противодавлении 296

Турбины паровые серийные ПЗ 445
Турбины паровые для привода питательного насоса 436

— Р 11-50,3 П КТЗ 436

— К-17-1,3 П КТЗ 438

Турбина паровая с противодавлением Р-50-60-12,8/1,3-2 ДМЗ 415

— Р 102/107-12,8/1,5 ДМЗ 417

Турбины паровые переменный частоты вращения К-22,8,8 ПЗД 442

— теплофикационные с одним регулируемым отбором пара 268

— Т 185/220-12,8-2 ТМЗ 425

— Т 180-210-12,8-1 ДМЗ 427

— Т 250-300-23,5-3 ТМЗ 440

Турбины паровые с противодавлением и теплофикационными отбором пара ПП-80/10-12,8-1,3 ДМЗ 419

— ПП-140/160-12,8/1,3 ТМЗ 421

Турбины паровые теплофикационно-конденсационные для АЭС ТК-450/800-5,9 ТМЗ 431

— У

Универсальная крышка парового насоса 269

— характеристика ступеней 177

Унификация 84

— Ф

Фиксированный статор турбины 329

— Х

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

Характеристики турбинных решеток МЭМ 450

ОПЛАВЛЕНИЕ ВТОРОЙ КНИГИ

Предисловие к 6-му изданию	3
Глава шестая. Проектирование и расчет многоступенчатых турбин	7
6.1 Основные показатели и характеристики многоступенчатых турбин	7
6.2 Предельная мощность однопоточной турбины и выбор размеров последней ступени	18
6.3 Распределение теплотеплопередач между ступенями турбины и оптимизация группы ступеней	31
6.4 Приближенная оценка КПД турбоагрегата и отдельных отсеков проточной части турбины	47
6.5 Выбор частоты вращения, числа лопаток и цилиндров турбины	53
6.6 Пример теплового расчета многоступенчатой конденсационной турбины	65
Глава седьмая. Работа турбины при переменном режиме	94
7.1 Степень реактивности турбинной ступени и ее расходные характеристики	94
7.2 Коэффициент полезного действия ступени при изменении режима ее работы	119
7.3 Детальный расчет переменного режима работы ступени и оптимизация ступени для заданного диапазона режимов	131
7.4 Последние ступени конденсационных турбин при изменении объемного пропуска пара	138
7.5 Распределение давлений и теплотеплопередач в ступенях турбины при изменении режима работы	150
Глава восьмая. Работа турбины при изменении расхода и параметров пара	160
8.1 Способы изменения расхода свежего пара	160
8.2 Дроссельное парораспределение	161
8.3 Скоростное парораспределение	168
8.4 Обобщенное парораспределение	177
8.5 Выбор системы парораспределения	182
8.6 Ходостой ход турбоагрегата	187
8.7 Регулирование мощности турбины способом скользящего давления	188
8.8 Осевые усилия в турбине при переменном режиме	195
8.9 Влияние изменения параметров свежего пара на мощность турбины	197
8.10 Влияние давления отработавшего пара на мощность турбины	206

Глава девятая. Турбины для комбинированной выработки теплоты и электрической энергии	215
9.1 Турбины с противодавлением	216
9.2 Турбины с промежуточным регулируемым отбором пара	220
9.3 Пример расчета и построения диаграммы режимов турбины с одним регулируемым отбором пара	231
9.4 Турбины с двумя регулируемым отборами пара	246
9.5 Турбины с двухступенчатым отопительным отбором пара	253
9.6 Турбины с отапливаемыми отборами пара перегретого пара	261
Глава десятая. Конструкции стационарных паровых турбин	274
10.1 Некоторые общие принципы конструирования турбин	274
10.2 Конструкция турбин для ТЭС	293
10.3 Конструкция турбин атомных электростанций	344
10.4 Теплофикационные турбины	367
10.5 Турбины, предназначенные для работы при переменной частоте вращения	386
Приложения	400
Список литературы	409
Предметный указатель	412

Учебное издание

Щегляев Андрей Владимирович

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

ТЕОРИЯ ТЕПЛОВОГО ПРОЦЕССА
И КОНСТРУКЦИИ ТУРБИН

Книга 2

Редактор *А. А. Кузнецов*

Художественный редактор *В. А. Голак-Хозак*

Технический редактор *Т. Ю. Андреева*

Корректор *Г. А. Полонская*

ИБ № 2692

Сдано в набор 30.07.91. Подписано в печать 18.05.92. Формат 60х86, 1/16.
Бумага офсетная № 2. Гарнитура Таймс. Печать офсетная. Усл. п.л. и
25,48. Усл. кр.п. 25,72. Уч.-изд. л. 28,61. Тираж 1900 экз. Заказ 60
С028

Энергоиздат, 113114, Москва, М-114, Шинников наб., 10

Московская типография № 9 НПО "Всероссийская книжная палата"
Министерства печати и информации Российской Федерации
100033, Москва, Волочаевская ул., 40.